

①⑨ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ Offenlegungsschrift
⑪ DE 3730001 A1

②① Aktenzeichen: P 37 30 001.6
②② Anmeldetag: 8. 9. 87
④③ Offenlegungstag: 30. 3. 89

⑤ Int. Cl. 4:
F01 L 1/34
F 02 D 15/00
F 02 N 17/00
F 01 L 1/28
F 01 L 1/20
F 02 D 17/02

DE 3730001 A1

⑦① Anmelder:
Kappelmeier, Gerhard Werner, 8430 Neumarkt, DE

⑦② Erfinder:
gleich Anmelder

⑤④ Ventilbetätigungsmechanismus für eine Verbrennungskraftmaschine

Zur optimalen Ausnutzung der im Kraftstoff enthaltenen Energie während aller Betriebszustände einer Verbrennungskraftmaschine wird diese mit einem Ventilbetätigungsmechanismus ausgestattet, der es erlaubt, die den Ladungswechsel steuernden Organe wie z. B. Ventile optimal für jeden beliebigen Betriebszustand zu betätigen.

DE 3730001 A1

Patentansprüche

1. Ventilbetätigungsmechanismus für eine Verbrennungskraftmaschine mit mindestens einer Zylinder/Kolben-Einheit, mit mindestens einem Auslaß und den jeweiligen Zu- und Abfuhrsystemen für das Arbeitsmedium, gekennzeichnet durch eine Anordnung zur wahlweisen und geregelten Änderung des Betriebes des Einlasses und/oder des Auslasses, wobei die Anordnung wenigstens ein veränderliches Parameter in Form eines Kennfeldes oder einer Kennlinie aufweist, das oder die beliebig kombinierbar sind.
2. Ventilbetätigungsmechanismus nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das oder die Parameter oszillierenden, rotierenden oder linearbewegten Charakters ausgeführt sein können.
3. Ventilbetätigungsmechanismus nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Bewegung des oder der Parameter über die Bedienungselemente der Maschine manuell von Hand und/oder auch automatisch mechanisch oder rechnergesteuert erfolgt.
4. Ventilbetätigungsmechanismus für eine Verbrennungskraftmaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Motor in einem Kraftfahrzeug installiert sein kann und daß die Bewegungen des einen oder der Parameter durch ein mit der Bremse des Kraftfahrzeuges zusammenwirkendes Gestänge ausgelöst werden.
5. Ventilbetätigungsmechanismus, insbesondere zur Verwendung mit einem Motor nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das oder die Teile des Systems seine oder ihre Position zwischen seiner oder ihrer Führung und den zur Erzeugung der jeweils gewünschten Ventilbewegung notwendigen Abtastflächen an den Ventilen und den Nocken verändern kann oder können. Diese Positionierung kann durch Schwenken und/oder Drehen des Systems oder von Teilen des Systems hervorgerufen werden.
6. Ventilbetätigungsmechanismus, insbesondere zur Verwendung mit einem Motor nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das System zur Erzeugung der gewünschten Ventilbewegung exzentrische oder ähnlich geformte Abtastflächen und/oder bewegungsübertragende Elemente besitzt, die beliebig zur Erzeugung der jeweils gewünschten Ventilbewegung herangezogen werden können.
7. Ventilbetätigungsmechanismus, insbesondere zur Verwendung mit einem Motor nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Mechanismus mit mindestens einem Gelenk oder einer speziellen Form ausgestattet ist, die es dem System möglich macht, die an dem oder den Parametern erzeugte Bewegung in eine gewünschte ventiltypische Bewegung umzusetzen.
8. Ventilbetätigungsmechanismus, insbesondere zur Verwendung mit einem Motor nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das System es ermöglicht, die Druckschwingungen des Arbeitsmediums über den gesamten Drehzahl- und Lastbereich durch ideale Ventilhub- und angepaßte Ventilsteuerzeiten optimal zu nutzen.
9. Ventilbetätigungsmechanismus, insbesondere zur Verwendung mit einem Motor nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das System es ermöglicht, den Motor mit Magergemischkonzepten betreiben zu können.
10. Ventilbetätigungsmechanismus, insbesondere zur Verwendung mit einem Motor nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Bewegung des oder der Parameter in Abhängigkeit von der Motordrehzahl von Hand und/oder automatisch geregelt wird.
11. Ventilbetätigungsmechanismus, insbesondere zur Verwendung mit einem Motor nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Bewegung des oder der Parameter in Abhängigkeit von der Motorbetriebslast von Hand/oder automatisch geregelt wird.
12. Ventilbetätigungsmechanismus, insbesondere zur Verwendung mit einem Motor nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß dieser Motor eine Verbrennungskraftmaschine ist und das System zur Regelung der Zusammensetzung der Auslaßgase herangezogen werden kann.
13. Ventilbetätigungsmechanismus, insbesondere zur Verwendung mit einem Motor nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß es sich bei dem verwendeten Motor um eine Verbrennungskraftmaschine handelt und das System dem verbesserten Verbrennen verschiedener Kraftstoffe dient.
14. Ventilbetätigungsmechanismus, insbesondere zur Verwendung mit einem Motor nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das System es ermöglicht, einen Teil des sich bereits im Brennraum des Motors befindenden Arbeitsmediums beim Kompressionstakt durch den zum oberen Totpunkt strebenden Kolben wieder zurück in das Zufuhrsystem des Arbeitsmediums zu pressen.
15. Ventilbetätigungsmechanismus, insbesondere zur Verwendung mit einem Motor nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Anordnung auch dazu verwendet wird, um den Motor zu bremsen.
16. Ventilbetätigungsmechanismus, insbesondere zur Verwendung mit einem Motor nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das System zum Variieren des wirksamen Kompressionsverhältnisses des Motors verwendet wird.
17. Ventilbetätigungsmechanismus, insbesondere zur Verwendung mit einem Motor nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das System zum Variieren der wirksamen Kapazität des Motors dient.
18. Ventilbetätigungsmechanismus, insbesondere zur Verwendung mit einem Motor nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das System zum verbesserten Starten des Motors verwendet wird.
19. Ventilbetätigungsmechanismus, insbesondere zur Verwendung mit einem Motor nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Einlaß und der Auslaß jeweils aus einem oder mehreren Ventilen gebildet werden und daß das System die Dauer und den zeitlichen Ablauf der Ventilöffnung variiert.
20. Ventilbetätigungsmechanismus, insbesondere zur Verwendung mit einem Motor nach einem der

vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß Einlaß und Auslaß aus jeweils einem oder mehreren Ventilen gebildet werden und daß das System das Ausmaß der Ventilöffnung variiert.

21. Ventilbetätigungsmechanismus, insbesondere zur Verwendung mit einem Motor nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Ventilspiel durch das System während des Betriebes temperaturabhängig und/oder drehzahlabhängig und/oder lastabhängig und/oder nach einem anderen für Ventilspiel wichtigen Faktor von Hand oder automatisch geregelt wird.

22. Ventilbetätigungsmechanismus, insbesondere zur Verwendung mit einem Motor nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß zur Herstellung des Betriebsstoff-Luftgemisches auch mit Vergaseranlagen oder Einspritzanlagen ohne Schieber oder Drosselklappen oder dergleichen die Strömung und Schwingung der Ansaugluft behindernde Gemischregelungsorgane betrieben werden.

23. Ventilbetätigungsmechanismus, insbesondere zur Verwendung mit einem Motor nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das System es ermöglicht, an einem Mehrzylindermotor einzelne oder mehrere Zylinder zur Verringerung der wirksamen Kapazität abzuschalten.

Beschreibung

Die Erfindung betrifft einen Ventilbetätigungsmechanismus für eine Verbrennungskraftmaschine mit mindestens einer Zylinder/Kolbeneinheit mit mindestens einem Einlaß, mindestens einem Auslaß und den jeweiligen Zu- und Abführungssystemen für das Arbeitsmedium.

Es ist wünschenswert, Motoren mit variablen Steuerzeiten und/oder Ventilhuben zu haben. Mit einem mit einem derartigen System ausgerüsteten Motor wird eine ganze Reihe von Vorteilen erzielt.

Ein Motor mit steuerbarem variablem Kompressionsverhältnis ermöglicht die Änderung der Verhältnisse bei kaltem Motor oder bei Starten des Motors, wodurch das Starten einfacher wird. Die Art und Weise und das Ausmaß der wünschenswerten Änderung hängt in großem Maße von der Art des verwendeten Motors ab. Beispielsweise würde bei einem vorverdichteten oder turboverdichteten Kompressionszündungsmotor nach dem Dieselverfahren ein Anwachsen der Startdrücke den Mangel an Ladedruck infolge der unwirksamen Ladung kompensieren. Ein weiterer vielleicht wichtiger Vorteil eines Motors mit variablem Kompressionsverhältnis würde darin bestehen, daß der Kraftstoff immer bei optimalem Verdichtungsverhältnis für eine gegebene Betriebsbedingung verbrannt wird und dadurch Kraftstoff eingespart wird. (Grundsätzlich läßt sich sagen, je höher das Kompressionsverhältnis, je größer ist die bei der Verbrennung einer gegebenen Kraftstoffmenge erzielbare Arbeit, siehe Anhang A.)

Motoren sind für ein solches Kompressionsverhältnis konstruiert, bei dem sie unter der am meisten vorteilhaften Bedingung richtig funktionieren, gewöhnlich bei niedriger Drehzahl mit hoher Last. Tatsächlich tritt diese Bedingung für einen kleinen Teil des gesamten Betriebslebens auf, und so könnte durch Verändern des Kompressionsverhältnisses nach oben während anderer Betriebsbedingungen mehr Arbeit aus derselben Kraft-

stoffmenge herausgeholt werden. Bei bekannten Konstruktionen ist es zur Veränderung der Motorkompressionsverhältnisse erforderlich, die Motorgeometrie körperlich zu ändern, wobei diese Änderung meistens nicht leicht und während des Laufs des Motors nicht momentan erreichbar ist.

Aufgabe der Erfindung ist es, eine Verbrennungskraftmaschine zu schaffen, bei der die oben beschriebenen Änderungen der Motorgeometrie nicht erforderlich sind. Der Motor soll ein variabel wirksames Kompressionsverhältnis und/oder eine variabel wirksame Kapazität haben. Gemäß einer Weiterbildung der Erfindung soll der Motor Arbeitskammerventile mit variabler Anhebung und Öffnungsdauer haben. Da Motoren heute mit einer solchen Kapazität gebaut werden, bei der die maximal erforderliche Leistung erreicht wird, führt die Möglichkeit der Herabsetzung der effektiven Kapazität in einem Fall, in dem die maximale Leistung nicht erforderlich ist, dazu, daß Kraftstoff eingespart und die Lebensdauer des Motors infolge kleinerer Verbrennungsdrücke vergrößert wird.

Die meisten Motoren haben feste Ventileinstellungen, die ein Kompromiß verschiedener idealer Einstellungen für verschiedene Betriebsbedingungen sind. Es ist daher erkennbar, daß die Verwendung von einem oder mehreren Parameter optimale Ventileinstellungen unter allen Betriebsbedingungen ermöglichen würde, wodurch eine verbesserte Wirksamkeit pro Volumen und folglich eine bessere Kraftstoffausnutzung und/oder Übereinstimmung mit den geforderten Abgasmissionswerten unter verschiedenen Betriebsbedingungen erreicht werden.

Ferner ist es Aufgabe der Erfindung, eine Einrichtung zur verbesserten Frischladungszusammensetzung in 2-Taktmotoren zu schaffen. Dies betrifft z. B. 2-Taktmotoren, deren Auslaß von Ventilen im Zylinderkopf oder in der Zylinderwand gebildet wird. Die Wirksamkeit von Zweitaktmotoren hängt in beträchtlichem Maße von der Proportion von Luft/Kraftstoff-Gemisch und Restabgasen in der Zylinderfüllung ab. Ferner ist es auch wichtig, wie die relevanten Ladungsbestandteile gemischt und während der Verbrennung verteilt sind. Eine Verbesserung in der Füllungszusammensetzungsteuerung führt daher zu Verbesserungen in der mechanischen Wirksamkeit und folglich zur Kraftstoffeinsparung. Durch die verbesserte mechanische und thermodynamische Wirksamkeit der erfindungsgemäß ausgebildeten Maschine soll die Maschine eine breite Anwendung finden.

Gemäß einer Weiterbildung der Erfindung soll es mit dem Motor möglich sein, verschiedene Kraftstoffe zu verwenden.

Die Aufgabe der Erfindung wird durch eine Verbrennungskraftmaschine eingangs beschriebener Art gelöst, die gemäß der Erfindung gekennzeichnet ist durch eine Anordnung zur wahlweisen und geregelten Änderung des Betriebes des Einlasses und/oder des Auslasses, wobei die Anordnung wenigstens ein Parameter aufweist, das oder die veränderbar ist oder sind.

Die Maschine umfaßt eine Parametersteuerung, die bewirkt, daß der jeweilige Ventiltakt und die Anhebung wahlweise und gesteuert variieren können, auch dann, wenn der Motor in Betrieb ist. In der folgenden Beschreibung ist unter Motor jede Form einer Maschine zu verstehen, bei der Expansionszyklen verwendet werden, einschließlich Pumpen, und unter Ventil ist jede Art einer gesteuert vergrößerbaren und verkleinerbaren Öffnung oder eines Durchgangs zu verstehen, einschließlich von Kegelventilen, Kugelventilen, Hül-

und Drosselklappenventilen, Schiebern, Schlitten, Toren usw.

Die Erfindung bezieht sich insbesondere auf Verbrennungsmotoren vom Typ der Brennkraftmaschine, einschließlich Zweitakt- und Viertakt-, Tauchkolbenmotoren und Kreiskolbenrotationsmotoren, Diesel- und Otto-Motoren, vorverdichtete, turboverdichtete und solchen Motoren mit Kraftstoffeinspritzung. Die Erfindung bezieht sich auch auf äußere Verbrennungskraftmaschinen wie Dampfmaschine, Stirling- und Rankine-Zyklusmotoren.

Mit der Erfindung wird das wirksame Kompressionsverhältnis und/oder die wirksame Kapazität durch wahlweises und gesteuertes Ablassen eines Teils der sich bereits im Zylinder/Zylinderkopf befindlichen Frischladung oder durch Beschränken oder Fördern des Frischladungsstromes erreicht, wobei die erfindungsgemäße Anordnung wenigstens ein veränderbares Parameter aufweist. In der Beschreibung sind verschiedene Ausführungsformen der Erfindung erläutert, bei denen unterschieden wird zwischen der Variation des Kompressionsverhältnisses und der Kapazität einerseits und dem Vorsehen der Erfindung als Ventilbetätigungsmechanismus zur verbesserten Steuerung und/oder Änderung des Einlasses und/oder Auslasses andererseits. Diese letztere Steuerung und/oder Änderung, die durch einen variablen Ventiltakt und variable Ventilsteuerungszeit erreicht werden, liefert eine wirksame Änderung des Kompressionsverhältnisses und/oder der Kapazität. Gemäß der Erfindung wird das Kompressionsverhältnis und/oder die Kapazität durch die nachfolgend beschriebene Einrichtung geändert. Ein konventioneller Motor ist so konstruiert, daß seine Teile bei fester Geometrie arbeiten, wodurch eine vorbestimmte Menge an Frischladung angesaugt wird. Diese Menge entspricht dem Hubraum. Dieser Hubraum bezieht sich gewöhnlich auf die geometrische Konfiguration des Motors und wird definiert als Bohrungsquerschnitt \times Hub \times Anzahl der Zylinder, ferner als Kapazität, aber in dieser Beschreibung bezieht er sich auf die Menge der tatsächlich angesaugten Ladung unter einer normalen oder gewünschten Standard- oder optimalen Arbeitsbedingung, die im weiteren als effektive Kapazität beschrieben wird.

So hat ein Motor mit einem Bohrungsquerschnitt von 50 cm^2 und einem Hub von 10 cm einen konventionell beschriebenen Hubraum von 500 cm^3 , obwohl er tatsächlich im Fall eines natürlich ansaugenden Motors weniger Ladungsvolumen, gemessen bei einer äußeren Umgebungsdrucke, enthält, beispielsweise 450 cm^3 , und wenn es sich um einen aufgeladenen Motor handelt, um mehr Ladung von beispielsweise 800 cm^3 . Diese tatsächlichen Ladungen werden hier als Hubraum oder effektive Kapazität bezeichnet. Wenn der oben beschriebene Motor ein Zylinderkopfvolumen im oberen Totpunktzentrum des Kompressionstaktes von 50 cm^3 hat, dann hat der Motor ein geometrisches Verdichtungsverhältnis von $11 : 1$. Es ist erkennbar, daß die beiden obigen Beispiele ein wirkliches oder effektives Kompressionsverhältnis von $10 : 1$ bzw. $17 : 1$ aufweisen. Gemäß der Erfindung wird vorgeschlagen, dieses effektive Kompressionsverhältnis wahlweise und gesteuert durch Ablassen eines Teils der bereits angesaugten Ladung während des Kompressionstaktes zu variieren. Es ist erkennbar, daß bei Ablassen von 50 cm^3 im Fall des oben erwähnten natürlich ansaugenden Motors nur 400 cm^3 Ladung zum Ausführen der Arbeit verbleiben, was eine Verminderung des wirksamen Kompressionsverhältnisses

von $10 : 1$ auf $9 : 1$ und eine Reduktion der wirksamen Kapazität von 450 cm^3 auf 400 cm^3 bedeutet. Es wird vorgeschlagen, daß dieses Ablassen durch wahlweises und gesteuertes Öffnen eines dafür vorgesehenen, mit dem Arbeitsvolumen in Verbindung stehenden Volumens erfolgt oder in einer bevorzugten Ausführungsform durch das zweite Öffnen eines in dem Motor vorgesehenen Ventils, wie etwa das Einlaß- oder Auslaßventil. Eine Einrichtung, die das zweite Öffnen bewirkt, wird später beschrieben. Alternativ dazu kann das Ablassen durch wahlweises und gesteuertes verzögertes Schließen des Einlaßventils bis zu einer bestimmten Dauer des Kompressionstaktes erfolgen. Wenn das Ablassen durch das zweite Öffnen des Einlaß- oder Auslaßventils erfolgt, kann die zweite Öffnungssteuerzeit so gewählt werden, daß sie mit dem sog. Pulseffekt, den positiven und negativen Druckwellen, in den Ein- und Auslaßsystemen zusammenfällt.

Ein abgewandeltes Verfahren der Änderung des wirksamen Kompressionsverhältnisses und der Kapazität eines Motors besteht in der wahlweisen und gesteuerten Beschleunigung des Verschließens des Einlaßventils oder der Verminderung des Öffnungsgrades des Einlaßventils, wodurch die Ladungsansaugung verringert wird.

Das Hauptaugenmerk bei meinen Überlegungen, die ich in der Erfindung verwirklicht sehe, richtet sich auf den Gedanken, daß es bei der heutigen Energieknappheit und den ständig steigenden Kraftstoffpreisen notwendig ist, den verwendeten Kraftstoff bestmöglichst in Arbeit umzuwandeln. Herkömmliche Motoren vollziehen diese Umwandlung der im Kraftstoff enthaltenen Energie in mechanische Arbeit nur unvollkommen. Wirtschaftlich arbeiten diese Motoren nur in sehr schmalen Bereichen ihrer Betriebsspektren. Außerhalb dieser Bereiche steigt entweder der Kraftstoffverbrauch im Verhältnis zur geleisteten Arbeit unverhältnismäßig hoch an, oder der Motor benötigt übermäßig viel Kraftstoff, um seine Arbeitsspiele überhaupt in der gewünschten Weise ausführen zu können. Notwendigkeiten für gezwungenermaßen erhöhten Kraftstoffverbrauch wären z. B. Vollastanreicherung des Gemisches bei Vollgas oder hohen Lasten, um das motorzerstörende Selbstentzünden der Zylinderfüllung, das Klopfen im Fall der Ottomotoren zu unterbinden. Andererseits gilt es auch, das gefährliche Hochgeschwindigkeitsklopfen zu eliminieren, das ebenfalls fatale Folgen für die mechanischen Teile des Motors hat. Es wird konventionell verhindert durch eine Herabsetzung des Verdichtungsverhältnisses von vorneherein, was wiederum einer Verschlechterung der Energieausbeute des Kraftstoffs entspricht.

Ebenso kann das Hochgeschwindigkeitsklopfen auch durch Gemischanreicherung, die ebenfalls verbrauchs-fördernd ist, unterbunden werden. Bereits aus diesen zwei Beispielen wird ersichtlich, daß konventionelle Motoren nicht in der von ihnen geforderten Art und Weise ökonomisch mit ihren Kraftstoffen verfahren.

Ebenso verfahren konventionelle Motoren bei der Erzeugung ihres Drehmomentverlaufs. Am Drehmomentverlauf eines Motors kann in etwa die spezifische Verbrauchskurve abgenommen werden, da sie in etwa indirekt proportional zur Drehmomentkurve verläuft. Ein Motor eines Pkw's der gehobenen Mittelklasse mit z. B. sechs Zylindern und einem Gesamthubraum von 3000 cm^3 erzeugt z. B. sein höchstes Drehmoment bei einer mittleren Drehzahl, z. B. bei 3500 u/pm , oberhalb und unterhalb dieser Drehzahl fällt das Drehmoment

mehr oder weniger ab. Wird nun vom Fahrer gewünscht, die volle Leistung von angenommenen 145 kW bei 6500 U/pm einzusetzen, so geschieht dies nur durch Erhöhung der Drehzahl. Wird nun gewünscht, den Wagen im Stadtverkehr zu betreiben, so kann das beste Drehmoment bei 3500 U/pm nicht ausreichend genutzt werden, da der Stadtverkehr mit seinen Geschwindigkeiten von 0–50 km/h es nicht oft oder gar nicht erlaubt, den Motor im günstigsten Drehmomentbereich zu betreiben, da 3500 U/pm schon das obere Ende der Stadtverkehrsgeschwindigkeit bedeutet.

Genau an diesem Punkt setzt nun die Erfindung ein. Der von mir erfundene Ventilbetätigungsmechanismus gestattet es, das Drehmoment über der gesamten Drehzahllinie zu verringern oder zu erhöhen, wenn es benötigt wird. Um das zu erreichen, ist der Ventilbetätigungsmechanismus so ausgebildet, daß die Ventile ständig so betätigt werden können, daß die verschiedenen Gemischschwingungen und Abgasschwingungen über dem gesamten Drehzahlbereich optimal zur Füllung und Entleerung der Arbeitszylinder und Brennräume genutzt werden. Dies erfolgt durch eine Kombination von idealen Ventilhuben und Ventilsteuerzeiten für jede Drehzahl, in der der Motor betrieben wird. Einerseits können die Ladungsschwingungen im unteren Drehzahlbereich durch z. B. kürzere Steuerzeiten, geringere Ventilsteuerzeitenüberschneidungen und geringere Ventilhuben angeregt und besser ausgenutzt werden. Andererseits kann die eintretende Drosselung bei fester Ventilsteuergeometrie bei konventionellen Motoren im oberen Drehzahlbereich durch längere Steuerzeiten, größere Ventilüberschneidung und größere Ventilhuben bei einem erfindungsgemäß ausgebildeten Motor verhindert werden. Die Erfindung macht es möglich, beliebig geformte Steuerzeiten mit beliebigen Ventilhuben und beliebigen Ventilüberschneidungen für jede beliebig verwendete Drehzahl und jede Last zu kombinieren. Es ist natürlich darauf zu achten, daß die vom Ventilsitz angehobenen Ventile nicht mit dem im Zylinder laufenden Kolben kollidieren.

Wie solche beliebig gewählten Kombinationen zustandekommen, wird im späteren Verlauf noch genau erläutert.

Ein weiterer wichtiger Aspekt, Kraftstoffenergie besser ausnutzen zu können, besteht darin, Motoren zu bauen, die mit Magergemischkonzepten betrieben werden können. Auch das ermöglicht ein erfindungsgemäß ausgebildeter Motor. Der Ventilbetätigungsmechanismus ermöglicht es, z. B. einem Mehrventilmotor, wie z. B. einem mit vier Ventilen pro Zylinder ausgestatteten Motor, daß die beiden Einlaßventile und die beiden Auslaßventile jeweils verschiedene Steuerzeiten und/oder Ventilhuben und/oder Ventilüberschneidungen aufweisen. Dadurch wird es z. B. möglich, während des Ansaugtaktes über das erste Einlaßventil ein zündfähiges Gemisch zuzuführen und über das zweite Einlaßventil ein mageres Gemisch einzuleiten, auch nachdem das erste Ventil bereits geschlossen ist. Durch die dabei beabsichtigt entstehende Rotation des Gemisches im Brennraum ist es möglich, im Bereich der Zündkerze ein zündfähiges Gemisch zu placieren, umgeben von magerem Gemisch, das sich nach der Zündung an der entstehenden Flammfront entzündet und seinen Beitrag zur Arbeitserzeugung leistet. Nach dem Expansionstakt, wenn der Auslaßtakt beginnt, kann die Rotation der Abgase durch ein zeitlich verschobenes Öffnen der Auslaßventile noch verstärkt und zur verbesserten Spülung des Zylinders vom Abgas und Restabgasen und zur er-

neuten Füllung mit Frischladung, die sich vermindert oder gar nicht mit Restabgas mischt, genutzt werden.

Diese Anwendungsform des erfindungsgemäßen Ventilbetätigungsmechanismus ist auch auf Dieselmotoren oder Mehrstoffkompressionszündungsmotoren übertragbar. Hier wirkt sie sich verstärkt auf die Verwirbelung der angesaugten Frischluft und die verstärkte Säuberung des Zylinders und Brennraumes von Restabgasen aus. Auch diese Anwendungsform der Erfindung ist auch auf aufgeladene Motoren übertragbar.

Eine andere Ausführungsform eines erfindungsgemäß ausgebildeten Motors besteht darin, daß der Ventilbetätigungsmechanismus es erlaubt, einen oder mehrere Zylinder eines Mehrzylindermotors während des Betriebes abzuschalten. Diese Anwendungsform der Erfindung gestattet es, vom Gesamthubraum des Motors schrittweise oder schlagartig Einzylinderhubräume stillzulegen und an der Arbeitserzeugung nicht teilhaben zu lassen. Auch wenn der oder die stillgelegten Zylinder nicht an der Arbeitserzeugung teilnehmen, müssen ihre mechanischen Teile wie Kolben, Pleuel etc. doch durch die arbeitenden Zylinder mit angetrieben werden, da sie nicht mechanisch getrennt werden, um sie jederzeit wieder in Betrieb nehmen zu können. Es ist also eine gewisse Schleppleistung durch die arbeitenden Zylinder aufzubringen, die wiederum von der erzeugten Leistung abgezogen werden muß. Diese Schleppleistung würde sich, wenn man Zylinder eines konventionellen Motors abschaltet, aus mechanischer Reibung, Ansaugwiderstand, Kompressionsarbeit und Ausschubarbeit zusammensetzen. Ist der Motor erfindungsgemäß ausgebildet, so bleibt nur die mechanische Reibung, der Ansaugwiderstand wird enorm verringert, da der Motor im Ansaugtakt nur über die Auslaßventile ansaugt, die optimal geöffnet sind und sich in den Auslaßkrümmern schaltbare Öffnungen befinden können, die kurze Wege für die Ansaugluft ermöglichen. Das Einlaßventil oder die Einlaßventile sind bei abgeschalteten Zylindern während aller Takte geschlossen. Die Kompressionsarbeit sinkt auf ein Minimum, da das Ventil oder die Ventile des Auslasses während des Kompressionstaktes optimal geöffnet bleiben. Die Ausschubarbeit sinkt ebenfalls auf ein Minimum, da die Auslaßventile ebenfalls optimal geöffnet sind. So sinkt die benötigte Schleppleistung eines erfindungsgemäß ausgebildeten Motors auf ein Minimum und steht in keinem Verhältnis zum eingesparten Kraftstoff.

Erfindungsgemäß könnte der bereits beschriebene Motor eines Pkw's der oberen Mittelklasse mit einer Zylinderabschaltung betrieben werden. So können zum Starten des Motors im Standgasbetrieb oder zum Betrieb im Stadtverkehr bei niedrigen Geschwindigkeiten z. B. drei Zylinder mit einem Gesamthubraum von 1500 cm³ stillgelegt werden. Die dadurch erzielten Vorteile liegen auf der Hand. Zum Starten kann ein kleiner dimensionierter Anlasser Verwendung finden samt einer Batterie mit geringerer Kapazität. Auch sinken die Abgasemissionswerte im Stadtverkehr erheblich, was der Luftqualität in den Innenstädten sehr zugute kommt, vom dabei eingesparten Kraftstoff einmal ganz abgesehen.

Ein nicht unerhebliches Kriterium für die Wirtschaftlichkeit eines Motors stellt das eingestellte Ventilspiel dar. Bei zu geringem Ventilspiel werden die Ventile und deren Ventilsitzringe, z. B. durch die wesentlich erhöhte mechanische Belastung, auch infolge der Wärmeausdehnung im Betrieb, zerstört. Die Ventile schlagen hart auf ihre Ventilsitzringe und zerstören dabei Ventil und

Ventilsitzring, auch kann es zu einer ungewünschten Dehnung des Ventilschafts führen. Auch kann das harte Aufschlagen oder Aufsetzen des Ventilsitzes auf den Ventilsitzring zu einem erneuten, hier unerwünschten Aufspringen der Einlaß- oder Auslaßventile führen. Das erneute unkontrollierte Aufspringen der Ventile führt zu einem Kompressionsverlust, da ungenutzte Frischladung in den Auslaß und/oder in den Einlaß entweicht und so nicht an der Verbrennung teilnimmt. Die im Zylinder befindliche Frischladung verbrennt infolge des herabgesetzten Verdichtungsverhältnisses nicht unter den beabsichtigten Bedingungen. Die gleichen Nachteile entstehen durch die bereits beschriebene Zerstörung der Ventilsitze und Ventilsitzringe. Hier entweichen aufgrund der wesentlich geringeren Abdichtfähigkeit während des Kompressionstaktes Teile der Frischladung aus dem Brennraum. Auch können die Expansionsdrücke des bereits entzündeten Arbeitsmediums unvollkommener in Arbeit umgewandelt werden, da ein Teil der Drücke durch Ein- und Auslaß entweicht. Die gleichen Nachteile müssen auch bei zu großem Ventilspiel in Kauf genommen werden. Einem erfindungsgemäß ausgebildeten Motor ist es möglich, das Ventilspiel im Stillstand und während des Betriebes, je nach den für das Ventilspiel bestimmenden Faktoren wie z. B. Temperatur und/oder Last und/oder Drehzahl, optimal zu korrigieren. Auch der Verschleiß nach hohen Laufleistungen und/oder extremen Belastungen kann mit einbezogen und berücksichtigt werden.

Erfindungsgemäß kann der Ventilbetätigungsmechanismus auch als Motorbremse an einem Motor Verwendung finden. Auf abschüssigen Straßen z. B. ist es möglich, die Bremswirkung, die von Hand oder automatisch gesteuert, beliebig erhöht oder gesenkt werden kann, zum Abbremsen eines Fahrzeugs heranzuziehen. Gewöhnlich wird nur das konventionelle Bremssystem, das aus Brems Scheiben und/oder Trommelbremsen besteht, zum Bremsen verwendet. Bei Dauereinsatz, auf Paßstraßen z. B. besteht die Gefahr der Überhitzung und dadurch des Ausfalls der Bremsen bis zu deren Abkühlung. Benutzt man nun den erfindungsgemäß ausgebildeten Motor mit oder ganz zum Abbremsen, so wird das konventionelle Bremssystem entlastet und bleibt als vollwertige Sicherheitsreserve erhalten. Der Motor, als Bremse ausgebildet, kann auch mit einem Antiblockiersystem für die Räder des Fahrzeugs kombiniert werden, um die Bremsleistung des Motors optimal nutzen zu können. Wird der erfindungsgemäß ausgebildete Motor als Bremse verwendet, so könnte die Anordnung folgendermaßen ausgebildet sein: Die Einlaßventile sind während des Betriebes als Bremse während aller z. B. vier Takte, wenn der Motor als Viertaktmotor ausgebildet ist, geschlossen. Beim Einlaßtakt werden die Auslaßventile, je nach Bremsleistung, mehr oder weniger weit geöffnet. So kann die Kompressionsarbeit während des Kompressionstaktes beliebig variiert und zum Bremsen genutzt werden, ohne daß Kraftstoff unnötig verbrannt wird.

Um einen erfindungsgemäßen Motor mit Betriebstoff-Luftgemisch zu versorgen, ist es durch den erfindungsgemäß ausgebildeten Ventilbetätigungsmechanismus möglich, neben konventionellen Vergaser- und Einspritzanlagen auch solche zu verwenden, die keine Regelung der Last und/oder drehzahlabhängigen Frischluftzufuhr vornehmen, sondern nur die gewünschte Anreicherung der Frischluft mit Kraftstoff vornehmen. Auf Drosselklappen, Schieber oder ähnliche den Luftdurchlaß regelnde Organe kann verzichtet werden, da es der

erfindungsgemäß ausgebildete Ventilbetätigungsmechanismus erlaubt und ermöglicht, durch ideale Ventilsteuerzeiten und Ventilhub für jede Drehzahl- und Lastkombination den jeweils idealen Ventilöffnungsquerschnitt herzustellen. Vorteilhaft wirkt sich die Verwendung eines z. B. drosselklappenlosen Vergasers dadurch aus, daß die Strömung der Frischladung im Ansaugtrakt bei allen Drehzahlen und Lasten nicht unnötig behindert wird. Die Gemischbildung wird ebenfalls nicht unnötig durch frühzeitige Verwirbelung gestört, und es kann während des ganzen Betriebsspektrums die gewünschte Gemischzusammensetzung garantiert werden. Außerdem kann der Ansaugtrakt dadurch strömungsgünstig optimal ausgebildet werden, was minimalen Ansaugwiderstand beim Ansaugtakt bewirkt.

Anhang A

Bei bestimmten Verbrennungskraftmaschinen, namhaft bei Ottomotoren, ist das Risiko der klopfenden Verbrennung bei vorgegebenem Verdichtungsverhältnis und dabei zu hoher Last sehr hoch. Deshalb wird z. B. bei Pkw's, je nach Typ, ein Verdichtungsverhältnis von ca. 8–10:1 gewählt, je nach Motorencharakteristik. Voraussetzung ist dafür, daß der Motor in allen Betriebsbereichen auch unter Höchstlast und Vollgas nicht zur klopfenden Verbrennung neigt. Das ist das Maß für das zu verwendende Verdichtungsverhältnis. Außerhalb des Bereichs der Klopfneigung ist es aber möglich, den Motor höher zu verdichten. Das ist sinnvoll, da bis etwa 15:1 der thermische Wirkungsgrad bis auf etwa 48% ansteigt und der Kraftstoff deshalb wesentlich besser ausgenutzt wird als bei z. B. 8:1 mit einem thermischen Wirkungsgrad von ca. 37%. Das ist eine Steigerung um etwa 30%. Eine weitere Steigerung des Verdichtungsverhältnisses ist nur bedingt sinnvoll, da der thermische Wirkungsgrad nur noch unwesentlich um etwa 2–3% ansteigt.

Nachfolgend werden anhand von Zeichnungen Ausführungsformen der Erfindung erläutert:

Fig. 1A zeigt eine Seitenansicht, teilweise im Schnitt eines Ausführungsbeispiels eines erfindungsgemäßen Ventilbetätigungsmechanismus.

Fig. 1B zeigt den Schnitt B-B durch den Ventilbetätigungsmechanismus aus Fig. 1A, nicht maßstabsgetreu.

Fig. 1C zeigt den Schnitt C-C durch den Ventilbetätigungsmechanismus aus Fig. 1A, nicht maßstabsgetreu.

Fig. 2A zeigt die Draufsicht eines weiteren erfindungsgemäßen Beispiels eines Ventilbetätigungsmechanismus.

Fig. 2B und Fig. 2C zeigen Seitenansichten, teilweise im Schnitt des in Fig. 2A als Draufsicht dargestellten Ventilbetätigungsmechanismus.

Fig. 3A zeigt die Seitenansicht eines weiteren Ausführungsbeispiels eines erfindungsgemäßen Ventilbetätigungsmechanismus, teilweise im Schnitt.

Fig. 3B zeigt eine Frontansicht, nicht maßstabsgetreu, der Fig. 3A mit dem Schnitt A-A.

Fig. 3C zeigt ausschnittsweise den Ventilbetätigungsmechanismus der Fig. 3A und Fig. 3B in drei beliebigen Konstellationen zu einer jeweils gleichen Stellung eines Nockens.

Fig. 4A zeigt zwei Ventilerhebungskurven für einen beliebigen Motor, für die kleinste und die maximale Drehzahl. Der mit X gekennzeichnete schraffierte Bereich zwischen den beiden Kurven markiert den Bereich der unzähligen und beliebig vielen Ventilerhebungskurven für alle anderen Drehzahlen.

Fig. 4B zeigt drei Ventilerhebungskurven eines beliebigen Motors für drei verschiedene Anwendungsgebiete:

Kurve a = Serienmotorausführung
Kurve b = Sportmotorausführung
Kurve c = Rennmotorausführung

Fig. 4C zeigt eine schematische Darstellung der Ventilerhebungskurve, wie sie nach den Fig. 3A, 3B und 3C entstehen würde. Die Auslaßventilkurven oder -kurve ist in diesem Beispiel synchron bzw. sind nicht untereinander oder getrennt veränderbar.

Fig. 4D zeigt eine weitere schematische Darstellung der Ventilerhebungskurve, wie sie nach den Fig. 3A, 3B und 3C entstehen würde. In diesem Fall sind auch die Auslaßventile untereinander getrennt veränderbar.

Fig. 4E zeigt die schematische Darstellung der Ventilerhebungskurve des erfindungsgemäßen Ventilbetätigungsmechanismus beim Einsatz des Motors als Motorbremse bei zwei verschiedenen und beliebig gewählten Bremsleistungen.

Fig. 4F zeigt die schematische Darstellung der Ventilerhebungskurve des erfindungsgemäßen Ventilbetätigungsmechanismus, wenn beabsichtigt wird, einen Teil des sich bereits im Zylinder befindlichen Arbeitsmediums während des Kompressionstaktes wieder zurück in das Ansaugsystem zu drücken.

In der Fig. 1A ist mit einer Nockenwelle 1 ein Nocken 16 einstückig ausgebildet, der in zeitlicher Abstimmung auf die Drehbewegung der Kurbelwelle eines Motors (nicht dargestellt), also der Motordrehzahl, drehbar ist. Ein Kipphebel 3 ist zwischen seinen beiden Enden auf einer Kipphebelwelle 4 gelagert, die zur Nockenwelle parallel ist. Der Kipphebelarm 3 liegt mit der an ihm befindlichen axial geschnittenen Hohlwelle 7, an deren Ende sich eine exzentrische Gleitfläche 17 befindet, auf dem Ende des Schaftes eines Tellerventiles 11 an, um das Ventil zu öffnen und seinen Schließhut zu steuern. Durch die Führungsschse 6, die sich am Kipphebelarm 3 befindet, wird ein weiterer Kipphebelarm 2 schwenkbar geführt. Das Ende des Kipphebelarmes 2, das die Form des Nockens 16 abtastet, kann über die ganze Breite des Nockens geführt werden, um je nach gewünschter Ventilerhebungskurve diese in Verbindung mit dem Kipphebelarm 3 auf das Ventil 11 übertragen zu können. Diese zu übertragende Ventilerhebungskurve wird durch die jeweilige Stellung des Exzentrers 9, der auf der Exzenterantriebswelle 10 angebracht ist beeinflusst. Dies geschieht folgendermaßen: Die axial geschnittene Hohlwelle 7, an deren Ende sich eine exzentrische Gleitfläche 17 befindet, tastet über dem an ihr starr angebrachten Abnehmer 8 die Stellung des Exzentrers 9 ab. Durch die daraus erfolgende axiale Drehung der Hohlwelle 7 dreht sich auch die an ihr ebenfalls starr angebrachte exzentrische Gleitfläche 17. Es können somit beliebig viele verschiedene Ventilerhebungskurven zusammengestellt werden. Die Spiralfeder 18 (nicht gezeichnet), die sich im Kipphebelarm 3 befindet und nach dem gleichen Prinzip Verwendung findet wie die Spiralfeder 35 in der Fig. 3A, hält die axial geschnittene Hohlwelle 7 auf ihrer Führung 49 so fest, daß sie sich zwar axial je nach Stellung des Kipphebelarms 3 und der Stellung des Exzentrers 9 drehen kann, aber nicht in der Lage ist, aus ihrer Führung herauszugleiten. Die Bewegung des Exzentrers 9 und die Bewegung des Kipphebelarms 2 kann elektrisch, mechanisch, pneumatisch oder hydraulisch erfolgen oder gesteuert werden. Derartige Antriebe sind genügend bekannt, so daß hier nicht speziell darauf eingegangen wird.

In der Fig. 1B ist der Schnitt B-B aus der Fig. 1A nicht maßstabsgetreu gezeigt. Die Figur zeigt einen Schnitt durch das Mittelstück der axialen Hohlwelle 7 samt deren Führung 49 und dem Kipphebelarm 3, an dem die Führung 49 angebracht ist. Ebenso zeigt Fig. 1B auch das Exzenter 9 samt Exzenterwelle 10 und den Abnehmer 8 für die Übertragung der Exzenterbewegung primär auf die Hohlwelle 7 und sekundär von der exzentrischen Gleitfläche, die an der Hohlwelle 7 angebracht ist auf dem Ventilschaft 11 (Fig. 1A).

Fig. 1C zeigt den Schnitt C-C aus Fig. 1A. Fig. 1B stimmt mit Fig. 1C bis auf die Anordnung des Schnittes C-C überein. In Fig. 1B ist die Hohlwelle 7 im Mittelpunkt geschnitten. In Fig. 1C ist sie allerdings im Bereich der an der axial geschnittenen Hohlwelle 7 angebrachten Gleitfläche 17 geschnitten. Aus dieser Schnittanordnung ist eindeutig zu erkennen, daß durch Drehen des Exzentrers 9 verschiedene Bewegungen auf dem Ventilschaft 11 übertragen werden können.

In Fig. 2A und 2B ist ein weiteres erfindungsgemäß ausgebildetes Anwendungsbeispiel in Draufsicht und Seitenansicht mit Schnitt D-D dargestellt. Es handelt sich hierbei um einen mit drei Hebelarmen ausgestatteten Kipphebel, der in der Lage ist, zwei Ventile zu betätigen. Dies können zwei Einlaß-, zwei Auslaß- oder ein Einlaß- und ein Auslaßventil sein. Ich beschränke mich in dieser Beschreibung der Einfachheit halber auf zwei betätigte Einlaßventile, da die beiden anderen Kombinationen genau auf demselben Prinzip beruhen, nur andere Ventilsteuerzeiten aufweisen. Der Kipphebelarm 2 ist wiederum schwenkbar angebracht und ermöglicht es je nach Bedarf, die Form des variablen Nockens 16 abzutasten und auf die beiden Ventile, die von den Kipphebelarmen 22 und 27 betätigt werden, zu übertragen. Mit dieser Anordnung allein wird bereits der Effekt der angepaßten Steuerzeiten für alle Drehzahlen erreicht. Um es nun zu ermöglichen, die beiden Ventile des Einlasses getrennt zu betätigen, d. h. sie asynchron zu öffnen, anzuheben und wieder zu schließen, befindet sich im Kipphebelarm 27 ein weiterer erfindungsgemäßer Mechanismus. Zusätzlich zu der am variablen Nocken 16 abgetasteten Bewegung, die auf beide Kipphebelarme 22 und 27 übertragen wird, kann die Bewegung der Gleitfläche 37 des Exzentrers 28 am Kipphebelarm 22 im Gegensatz zur Gleitfläche 38 des Kipphebelarms 27 verändert werden. Dies geschieht nun folgendermaßen: Das Exzenter 24, das sich fest auf der Exzenterantriebswelle 23 befindet, kann je nach Bedarf elektrisch, pneumatisch, hydraulisch, mechanisch, etc. gedreht werden. Die jeweilige Stellung des Exzentrers 24 wird vom Übertragungsstift 25, der in Führungen 30 sich im Kipphebelarm 22 befindet, abgetastet und auf den Exzenter 28 übertragen. Dies geschieht wiederum über eine Zahnstange 29, die am Ende des Übertragungsstiftes fest angebracht ist und in ein Zahnrad 26 greift. Dieses Zahnrad ist fest auf einer Welle mit dem Exzenter 28 verbunden. Da es nun möglich ist, daß bei einer teilweisen Drehung des Exzentrers der Übertragungsstift 25 seinen Kontakt zum Exzenter 24 verlieren könnte, was unkontrollierte Ventilerhebungskurven bedeutet, wird der Übertragungsstift 25 von einer Spiralfeder 35 ständig an das Exzenter 24 gepreßt. Um einen einwandfreien Ablauf zu garantieren, können Ölbohrungen 31 angebracht werden, über die Schmiermittel zugeführt werden. Wenn keine Erhebung der Ventile gewünscht wird, so kann der Kipphebelarm 2 in den Bereich des Nockengrundkreises 21 geschwenkt werden, im Fall der Einlaßventile bei Verwendung des Motors als Bremse z. B. Andererseits ist es

möglich, ihn in den Bereich der größten Steuerzeit 18 zu schwenken, bei Dauervollast z. B.

Fig. 2C zeigt eine weitere Seitenansicht des Beispiels nach Fig. 2A und Fig. 2B. Hier ist der Kipphebelarm 27 dargestellt in Verbindung mit dem schwenkbaren Kipphebelarm 2 und dessen Schwenkmechanismus, bestehend aus der Führungsachse 6 und der Führung 20. Auch sind die Kipphebelführung 34 und die Kipphebelachse 33 dargestellt.

In Fig. 3A ist ebenfalls ein weiteres erfindungsgemäßes Ausführungsbeispiel dargestellt. Es zeigt den Teil eines Kipphebels 42, der sich zwischen Kipphebelführung 34 und Nocken 16 befindet. Der Nocken 16 ist nicht wie in den vorangegangenen Beispielen variabel, sondern konventionell ausgebildet. Über seine ganze Breite kann nur eine feste Steuerzeit abgenommen werden. Um nun für jeden Betriebszustand die gewünschte optimierte Steuerzeit zur Verfügung stellen zu können, ist dieser dargestellte Teil des Kipphebels mit einem erfindungsgemäßen Mechanismus ausgestattet. Dieser Mechanismus bewirkt eine gewünschte Verschiebung der Nockenbewegungsabnehmerfläche 44, die sich fest an dem Übertragungselement 43 befindet, je nach Betriebszustand oder Nockenwellenstellung zu verändern und funktioniert folgendermaßen: Am Exzenter 9, das von der Exzenterantriebswelle 10 angetrieben wird, tastet ein Übertragungskeil 41 die Bewegung des Exzenters 9 ab und überträgt sie auf das Übertragungselement 43, an dessen Ende sich die Nockenbewegungsabnehmerfläche 44 befindet. Um nun zu verhindern, daß durch den rotierenden Nocken 16 das Übertragungselement 43 seinen Kontakt zum Übertragungskeil 41 verliert, ist eine Spiralfeder 35 so angebracht, daß sie das Übertragungselement 43 ständig auf den Übertragungskeil 41 drückt und somit unkontrollierte Bewegungen des Systems unterbindet. Das Übertragungselement ist ebenfalls so angebracht, daß es durch die Führung 45 exakt bewegt werden kann. Der Antrieb des Exzenters 9 über die Exzenterantriebswelle 10 erfolgt wiederum beliebig elektrisch, mechanisch, pneumatisch, hydraulisch etc.

Fig. 3B zeigt eine Seitenansicht der Fig. 3A mit dem Schnitt A-A. Hier sieht man deutlich die Positionen der Elemente des voranbeschriebenen Systems, wie Übertragungselement 43, Spiralfeder 35, Übertragungskeil 44 oder des Exzenters 9 mit Exzenterantriebswelle 10 etc.

Fig. 3C zeigt drei verschiedene Stellungen der Nockenbewegungsabnehmerfläche 44 bei gleicher Stellung des Nockens 16, so daß drei von beliebig vielen Ventilerhebungskurven erzeugt werden können. In der Stellung 46 der Nockenbewegungsabnehmerfläche ist auch die zugehörige Stellung des Kipphebelarms 42 dargestellt.

Die Anordnung nach den Fig. 3A bis 3C kann auch als Schwinghebel Verwendung finden. In diesem Fall wäre das Ventilschaftende oberhalb der Anordnung angebracht.

In Fig. 4A ist mit X der Bereich gekennzeichnet, in dem sich alle optimalen Ventilerhebungskurven für jeden beliebigen Betriebszustand eines beliebigen Motors befinden. Eingegrenzt wird dieser Bereich von den Ventilerhebungskurven für den optimalen Start des Motors mit 1a für das Auslaßventil und 1e für das Einlaßventil gekennzeichnet, einerseits und mit der Ventilerhebungskurve für die maximale Leistung, gekennzeichnet mit 2a und 2e andererseits.

In Fig. 4B sind drei verschiedene Ventilerhebungskurven für ein- und denselben Motor dargestellt, wie sie

heute von der Tuningindustrie angeboten werden. Die Kurve a zeigt eine Serienventilerhebungskurve für Leistung im mittleren Drehzahlbereich. Der Motor verarbeitet über dem ganzen Drehzahlbereich den Kraftstoff, zwar nicht optimal, aber es treten keine Zündaussetzer oder dergleichen auf. Die Kurve b verschiebt das Drehmoment bereits in den oberen Drehzahlbereich. Die Kurve c verschiebt das größte Drehmoment bis in den Bereich der Maximaldrehzahl und ist nur für reinrassige Rennmotoren geeignet, die fast ausschließlich in diesem Bereich betrieben werden. Im unteren und mittleren Drehzahlbereich ist es nicht möglich, den Motor ohne Zündaussetzer oder dergleichen zu betreiben, da die Steuerzeiten eine zu große Überschneidung aufweisen und ein einwandfreier Ladungswechsel nicht gewährleistet werden kann.

In Fig. 4C sind mit 3e und 4e zwei Einlaßventilerhebungskurven dargestellt, wie sie z. B. mit der Anordnung aus Fig. 2A erzeugt werden. Sie sind aus der Vielzahl der für alle Betriebszustände zu erzeugenden Kurven für eine beliebige Drehzahl willkürlich herausgenommen. Für eine andere Drehzahl können sie sich beliebig verändern, was z. B. Maximalhub oder Überschneidung der Ventile betrifft. Sie arbeiten hier mit einer Auslaßventilerhebungskurve zusammen, die auch den Betriebszuständen erfindungsgemäß angepaßt werden kann. Es ist aber egal, ob es sich nun um ein oder mehrere Ventile handelt, sie haben für jede Drehzahl untereinander die gleiche Kurve, die sich zwar nach dem Betriebszustand ändert, aber dann für alle Auslaßventile gleich ist. Mit dieser Anordnung entsteht in den Zylindern und Brennräumen die bereits beschriebene Drallbewegung des Arbeitsmediums.

Fig. 4D unterscheidet sich darin von Fig. 4C, daß es hierbei auch möglich ist, neben den Einlaßventilen auch die Auslaßventile unterschiedlich zueinander zu steuern. Dadurch wird der beabsichtigte Dralleffekt noch stärker aktiviert.

Fig. 4E zeigt die prinzipielle Ventilerhebung bei der Verwendung des Motors als Bremse. Die Einlaßventile bleiben während aller Takte geschlossen (nicht gezeigt). Nach dem Arbeitstakt, zu Beginn des Auslaßtaktes, öffnen die Auslaßventile wie gewöhnlich, aber in Abhängigkeit der beabsichtigten Bremswirkung verschieden weit und lang, wie aus 7a und 8a hervorgeht. Gegen Ende des Auslaßtaktes schließen sie wieder. Am Beginn des Ansaugtaktes öffnen sie wiederum, je nach beabsichtigter Bremswirkung, verschieden weit und lang nach 6a und 9a.

In Fig. 4F ist die Möglichkeit des zweiten Öffnens des Einlaßventils während des Kompressionstaktes dargestellt. 10a zeigt einen Ausschnitt der Auslaßventilerhebungskurve. 8e zeigt eine Einlaßventilerhebungskurve für einen beliebigen Betriebszustand. Nachdem die Erhebungskurve 9e wieder geschlossen hat, wird das Einlaßventil je nach Bedarf am Beginn des Kompressionstaktes ein zweites Mal geöffnet, um einen Teil der bereits angesaugten Ladung wieder in den Ansaugtrakt zurückzuschieben.

- Leerseite -

3730001

Number:
Int. Cl. 4:
Anmeldetag:
Offenlegungstag:

37 30 001
F 01 L 1/34
8. September 1987
30. März 1989

Fig. 1A

24

FIG. 1A

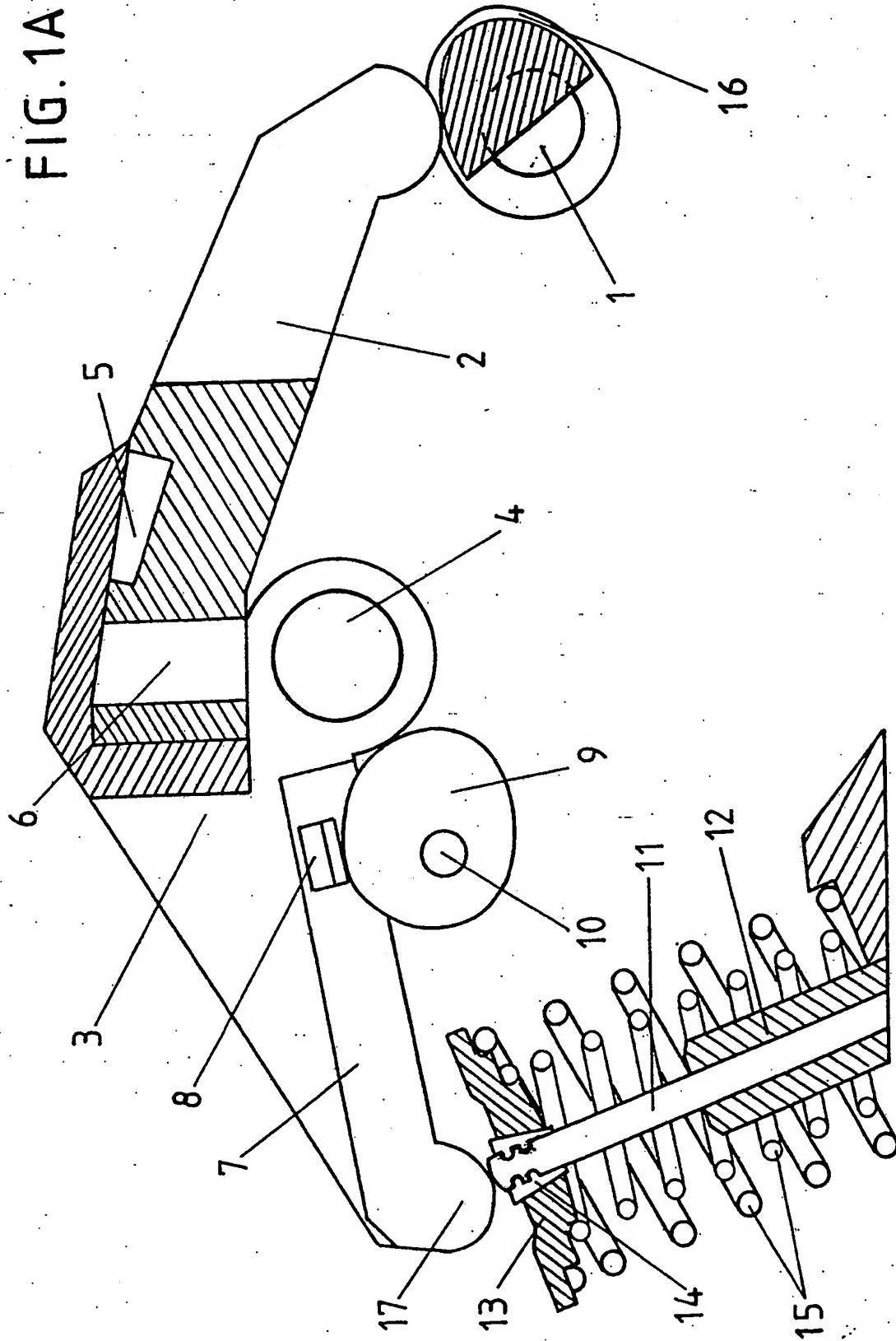


FIG. 1C

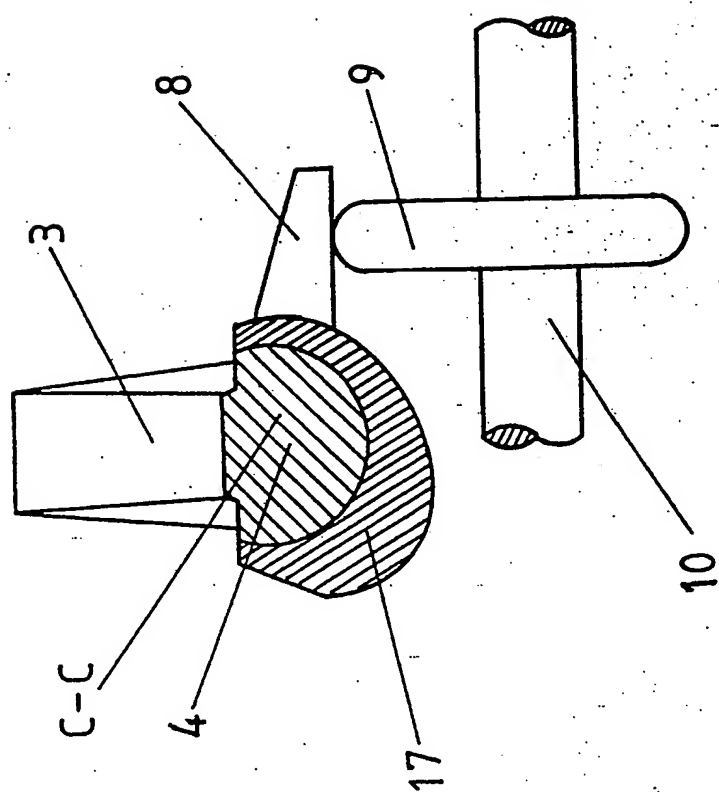


FIG. 1B

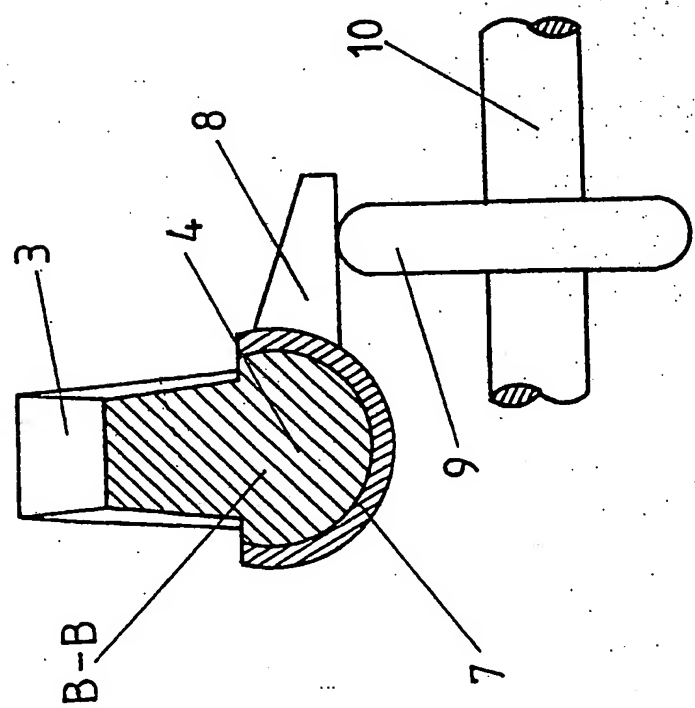


FIG. 2B

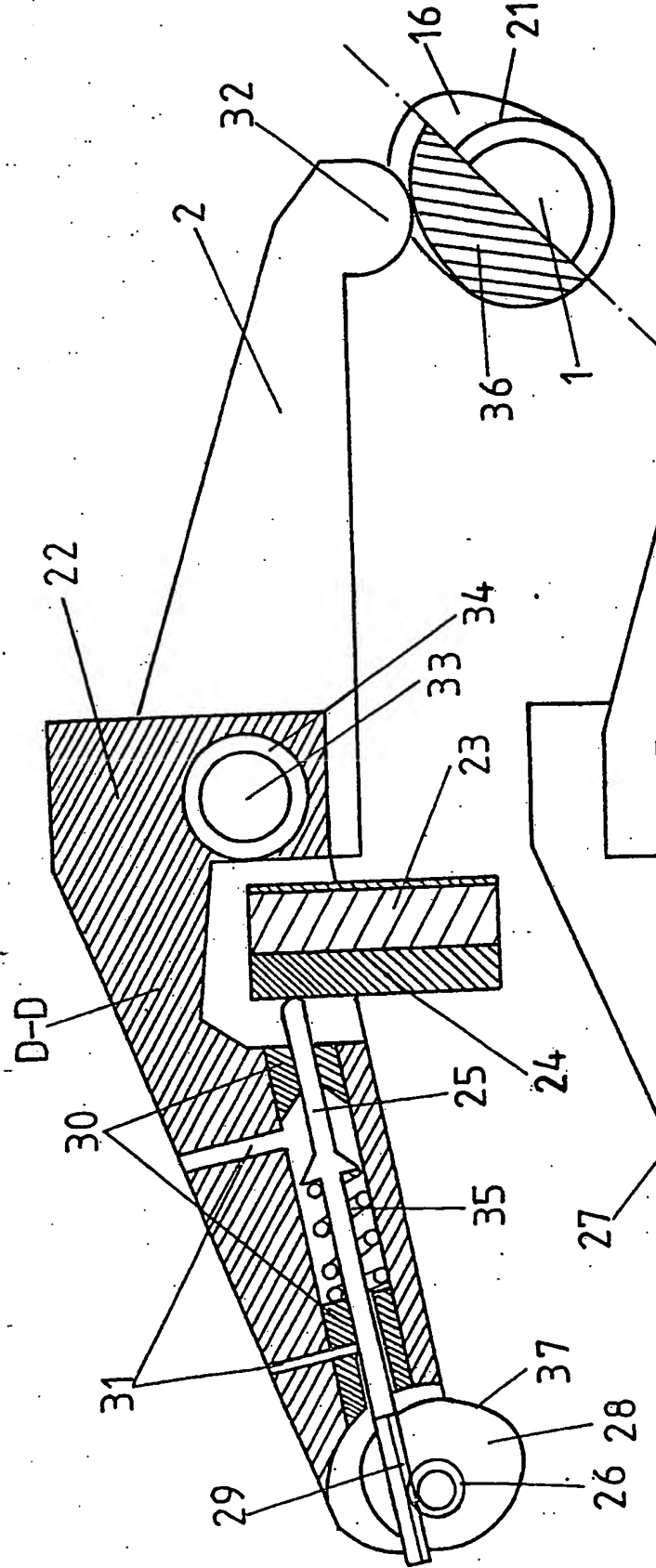


FIG. 2C

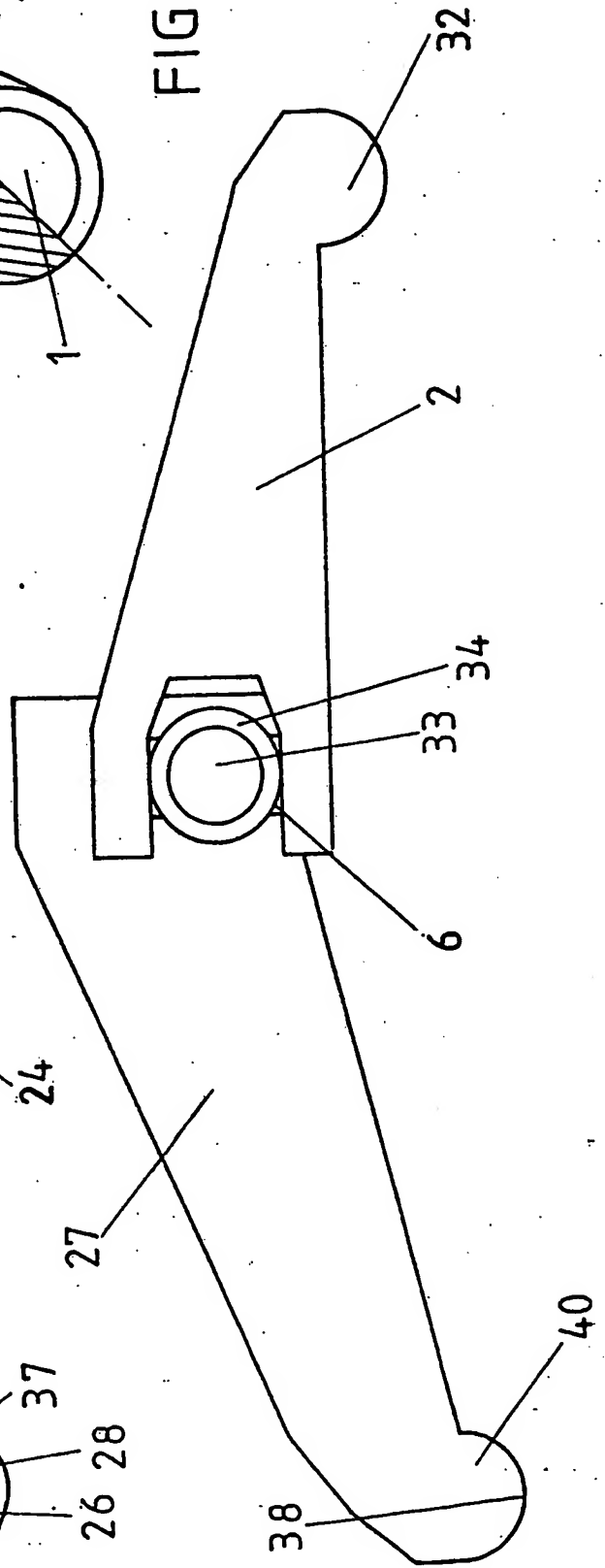


FIG. 3A

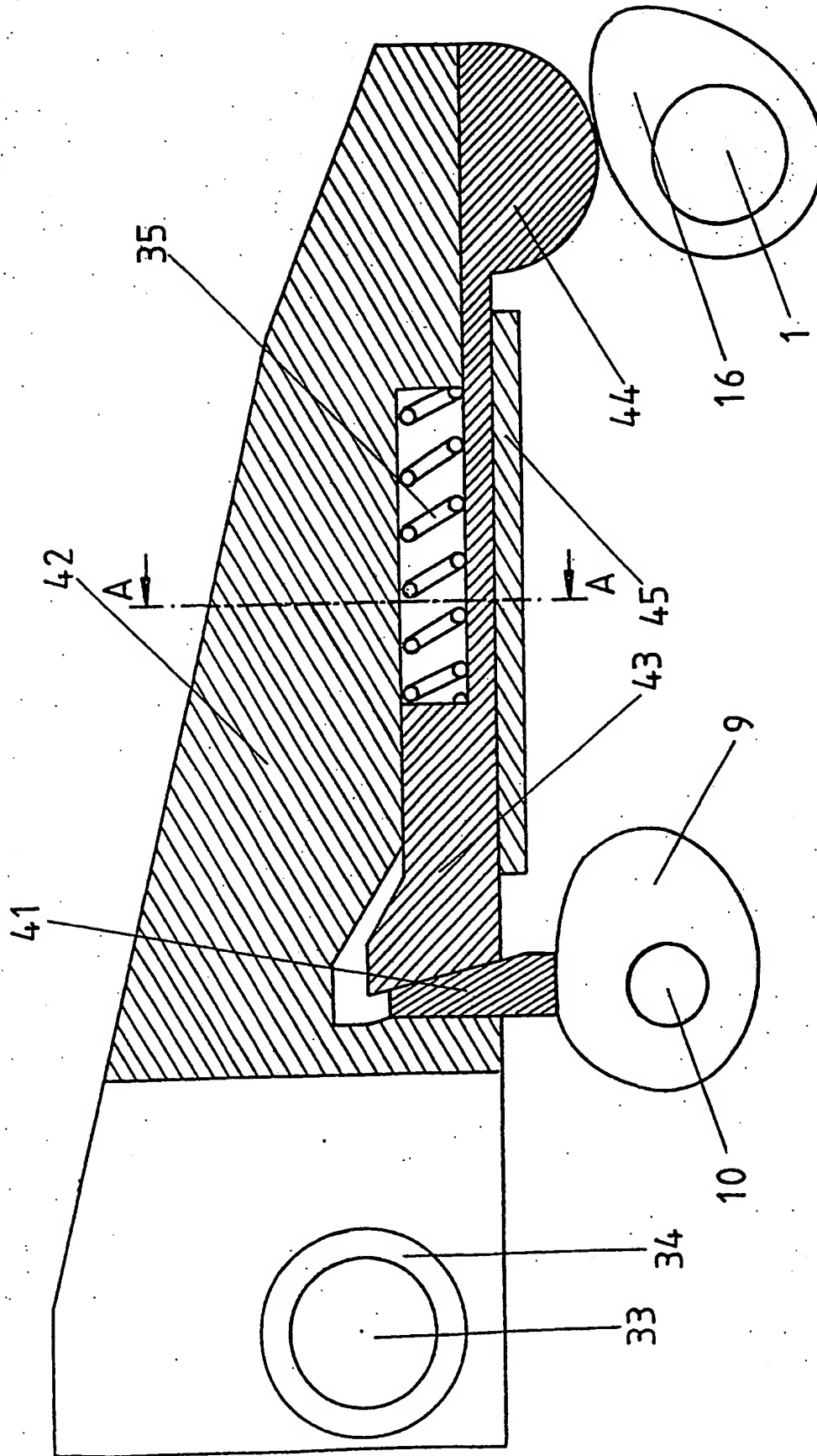


FIG. 3C

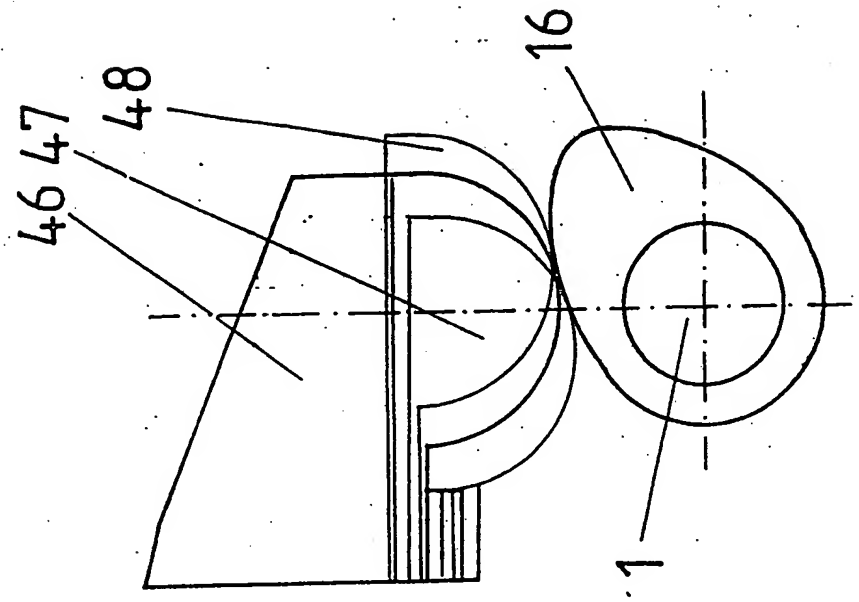
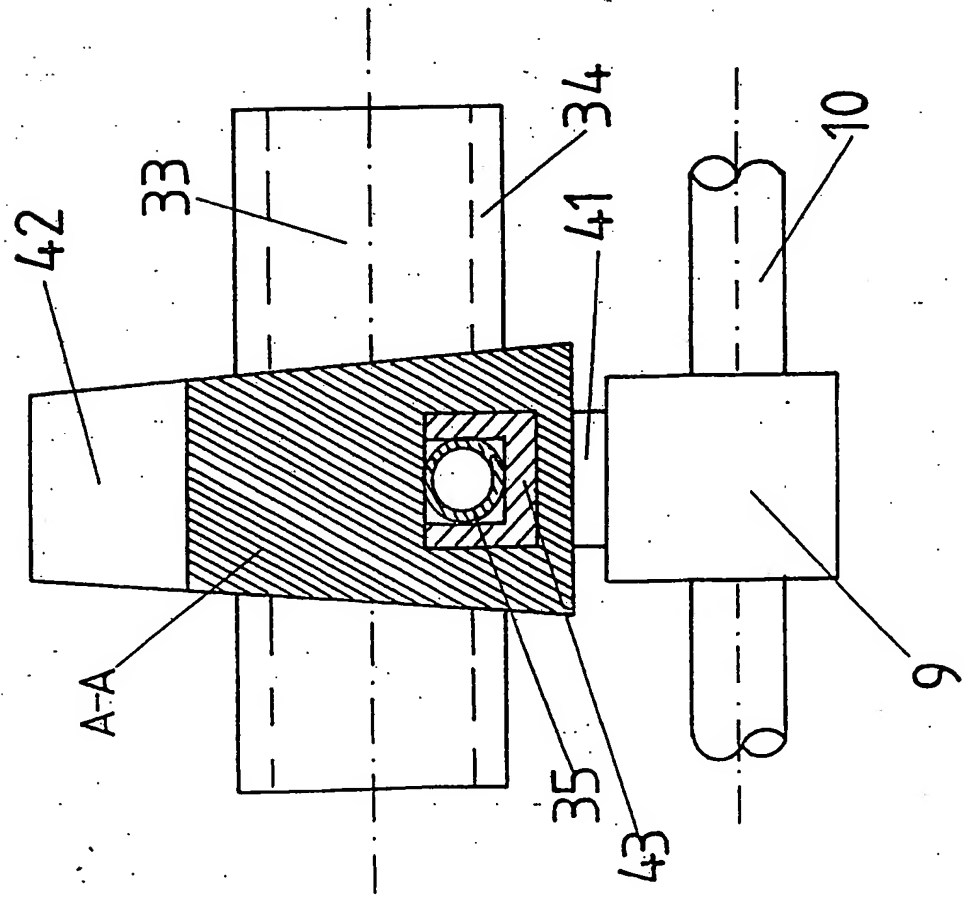
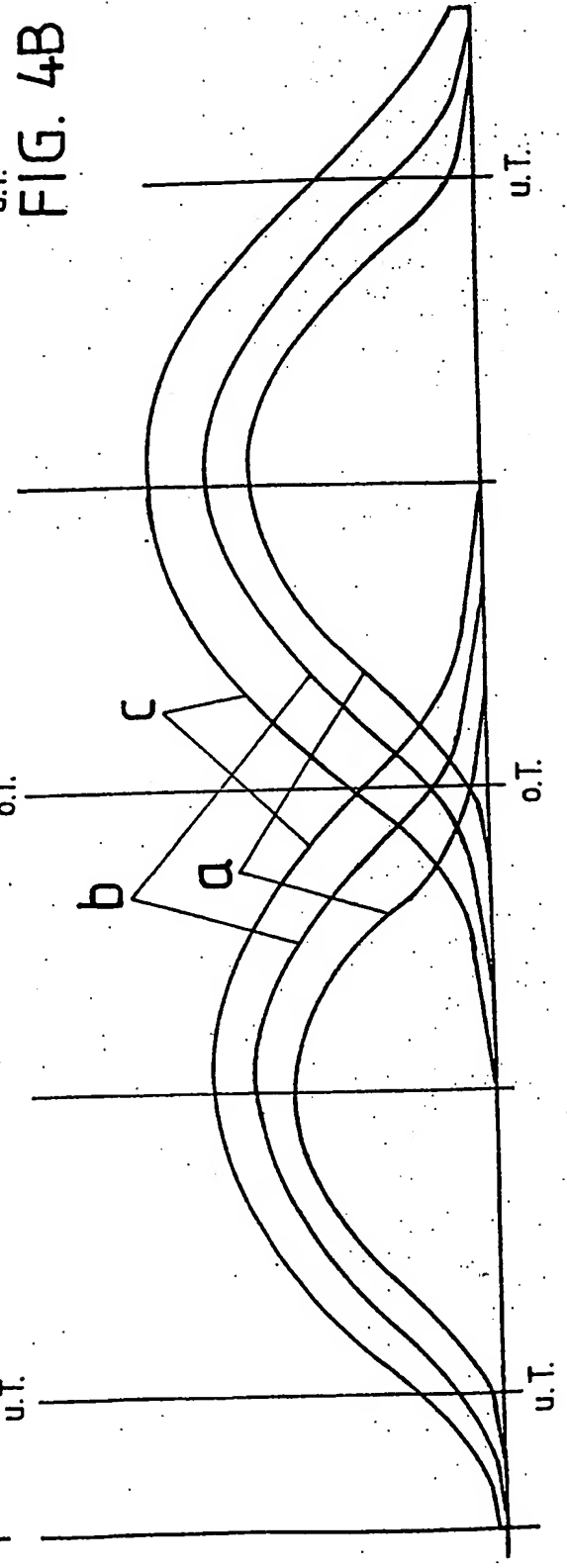
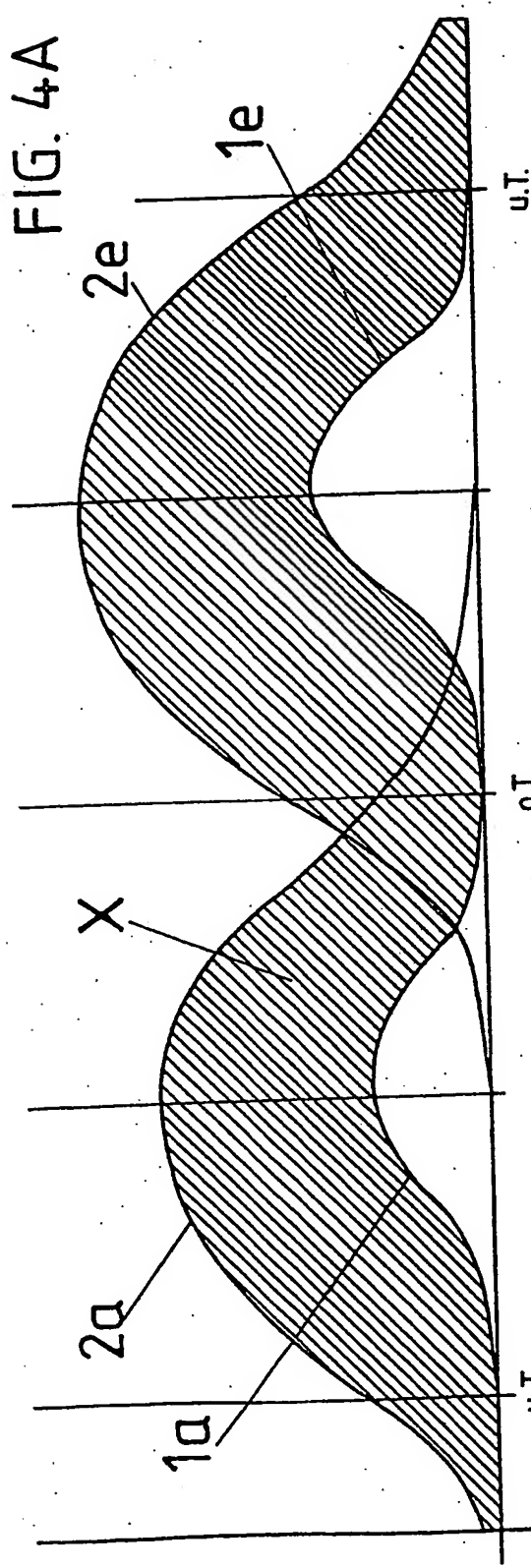


FIG. 3B





ORIGINAL INSPECTED

FIG. 4C

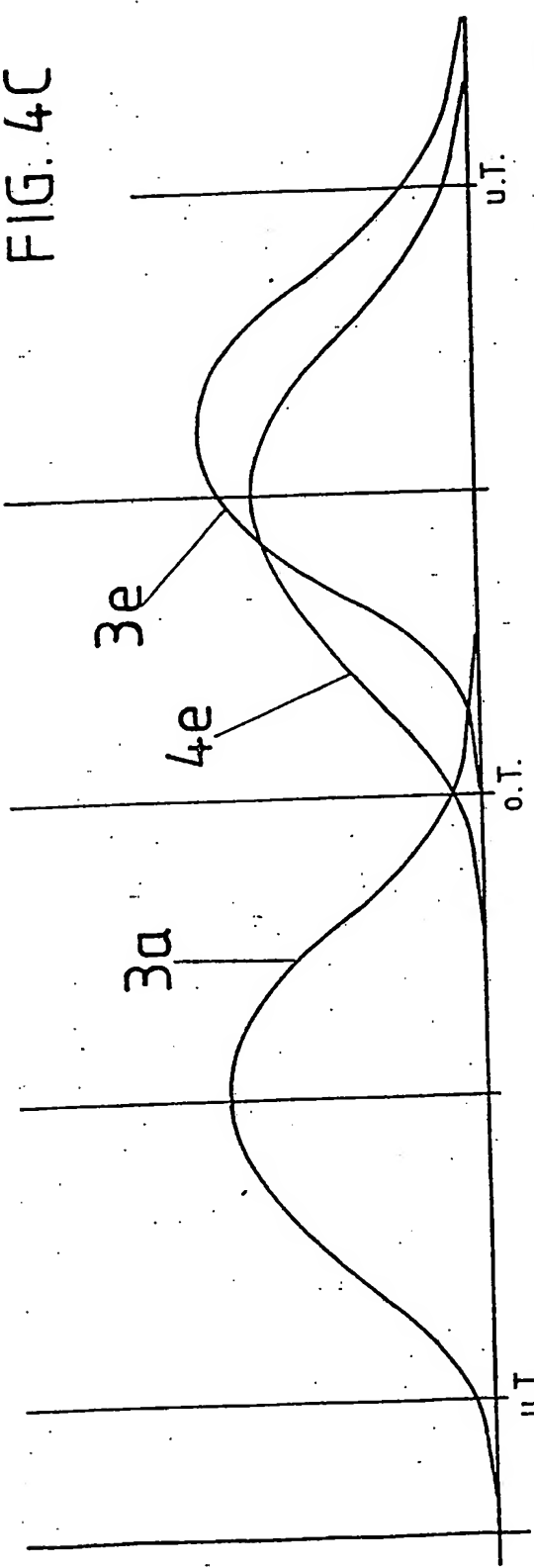


FIG. 4D

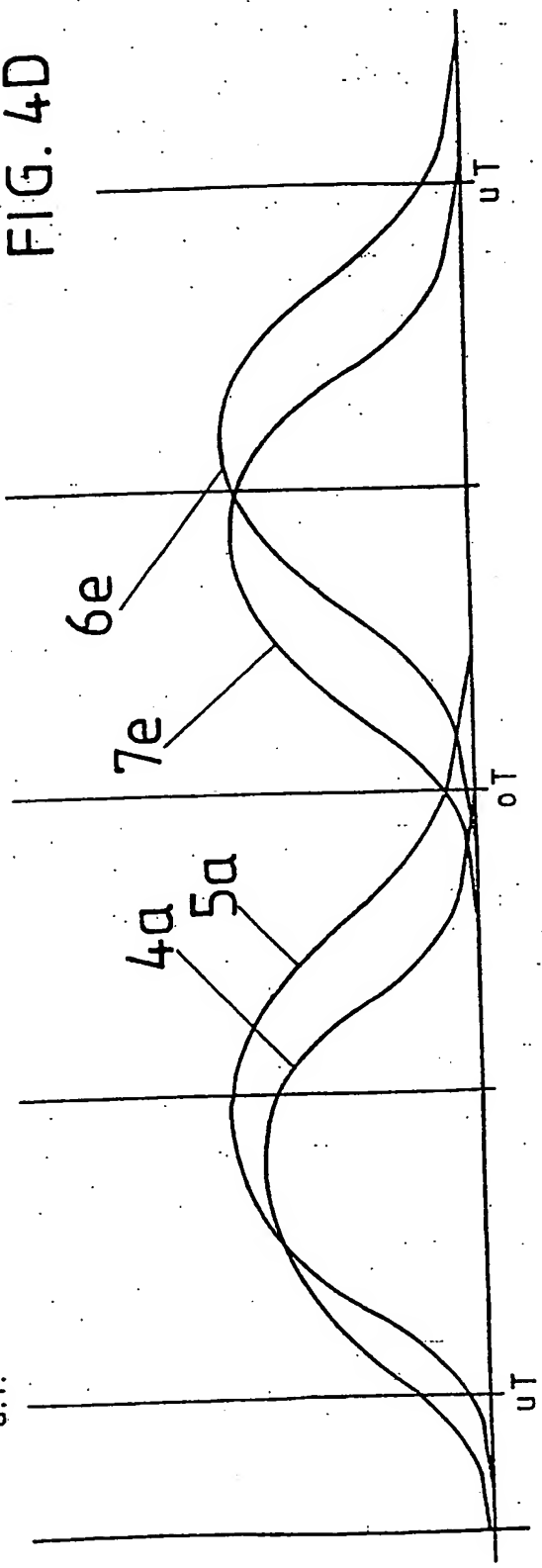


FIG. 4E

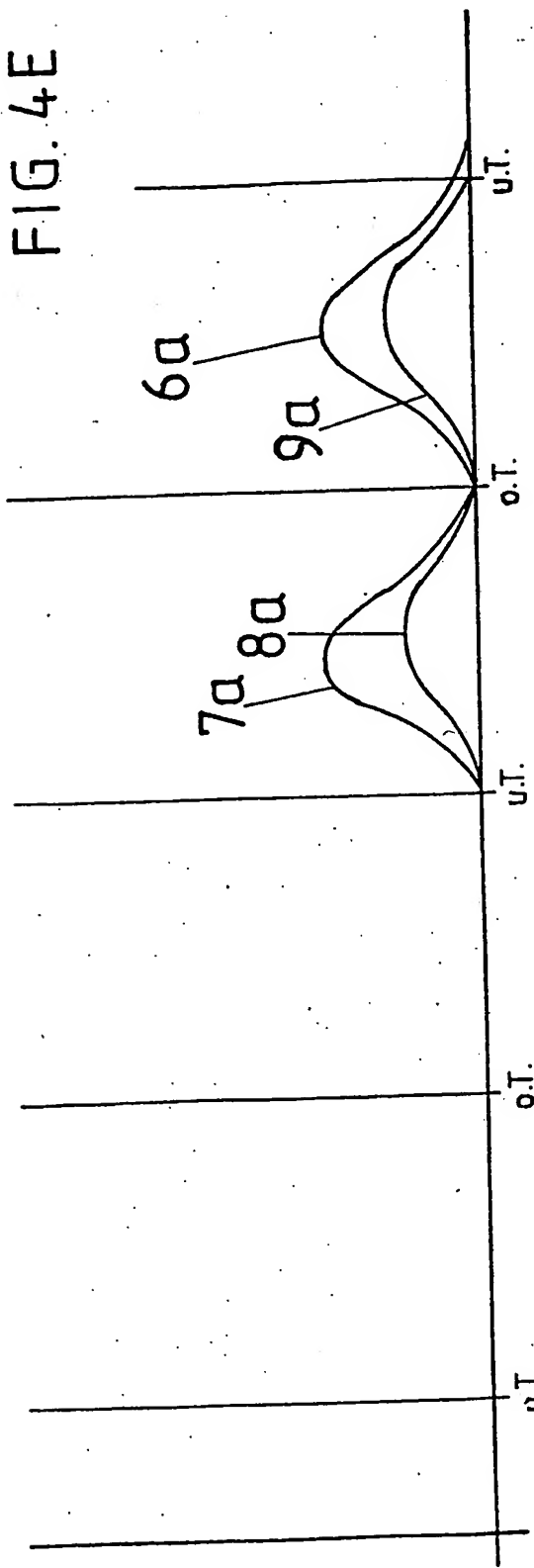
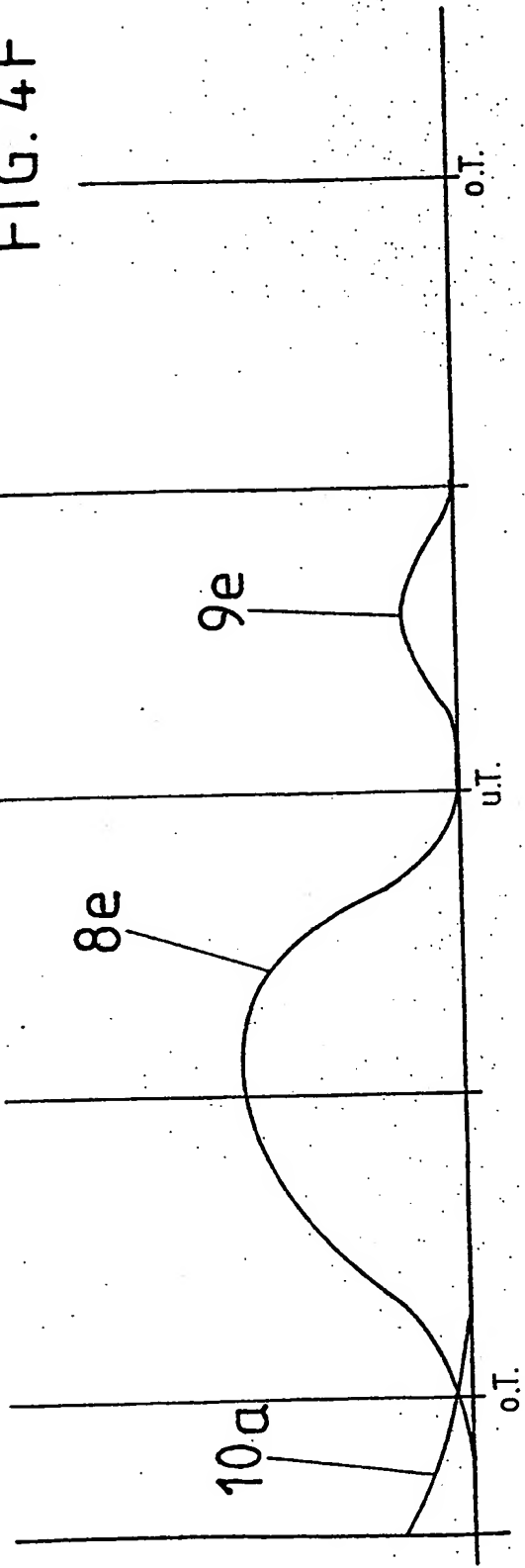


FIG. 4F



Laid-Open Publication**DE 37 30 001 A1****5. Valve Operation Mechanism for an Internal Combustion Engine**

10 In order to make optimal use of the energy contained in the fuel during all operational states of an internal combustion engine, said internal combustion engine is equipped with a valve operation mechanism which makes it possible to operate the components, such as e.g. valves, controlling the gas exchange optimally for any operational state.

Patent Claims

1. A valve operation mechanism for an internal combustion engine with at least one cylinder/piston unit, with at least one outlet and the respective supply and discharge systems for the working medium, **characterized by** an arrangement for the optional and regulated (or controlled) change of the operation of the inlet and/or the outlet, the arrangement having at least one changeable parameter in the form of a characteristic diagram or a characteristic curve which can be combined in any arbitrary way.
2. The valve operation mechanism according to Claim 1, characterized in that the parameter or parameters can be designed to be oscillating, rotating or linearly moved in character.
3. The valve operation mechanism according to Claim 1, characterized in that the movement of the parameter or parameters is implemented using the controls of the engine manually by hand and/or also automatically, mechanically or computer-controlled.
4. The valve operation mechanism for an internal combustion engine according to Claim 1, characterized in that the engine can be installed in a motor vehicle and that the movements of the parameter or parameters are actuated by a rod working in conjunction with the motor vehicle brake.
5. A valve operation mechanism, in particular for use with an engine according to any of the preceding claims, characterized in that the part or parts of the system can change its or their position between its or their guide and the cam contacting surfaces on the valves and the cams necessary to produce the respectively desired valve movement. This positioning can be brought about by pivoting and/or rotating the system or parts of the system.

6. A valve operation mechanism, in particular for use with an engine according to any of the preceding claims, characterized in that the system has eccentric or similarly shaped cam contacting surfaces and/or movement transfer elements to produce the desired valve movement, which can be used as required to produce the respectively desired valve movement.
7. A valve operation mechanism, in particular for use with an engine according to any of the preceding claims, characterized in that the mechanism is equipped with at least one joint or a special form (or shape) enabling the system to convert the movement produced on the parameter or parameters into a desired valve-typical movement.
8. A valve operation mechanism, in particular for use with an engine according to any of the preceding claims, characterized in that the system makes it possible to make optimal use of the pressure vibrations of the working medium over the whole range of revolutions and loads by means of ideal valve strokes and adapted valve timing.
9. A valve operation mechanism, in particular for use with an engine according to any of the preceding claims, characterized in that the system enables operation of the engine with lean mixture concepts.
10. A valve operation mechanism, in particular for use with an engine according to any of the preceding claims, characterized in that the movement of the parameter or parameters is regulated by hand and/or automatically dependent upon the engine revolutions.
11. A valve operation mechanism, in particular for use with an engine according to any of the preceding claims, characterized in that the movement of the parameter or parameters is regulated by hand and/or automatically dependent upon the engine operating load.

12. A valve operation mechanism, in particular for use with an engine according to any of the preceding claims, characterized in that this engine is an internal combustion engine and the system can be used to regulate the composition of the outlet gases.
- 5
13. A valve operation mechanism, in particular for use with an engine according to any of the preceding claims, characterized in that the engine used is an internal combustion engine and the system serves to improve the combustion of different fuels.
- 10
14. A valve operation mechanism, in particular for use with an engine according to any of the preceding claims, characterized in that the system makes it possible, with the compression stroke, to press part of the working medium already present in the engine's combustion chamber back into the supply system of the working medium by means of the piston moving towards the top dead center.
- 15
15. A valve operation mechanism, in particular for use with an engine according to any of the preceding claims, characterized in that the arrangement can also be used to brake the engine.
- 20
16. A valve operation mechanism, in particular for use with an engine according to any of the preceding claims, characterized in that the system is used to vary the effective compression ratio of the engine.
- 25
17. A valve operation mechanism, in particular for use with an engine according to any of the preceding claims, characterized in that the system serves to vary the effective capacity of the engine.
- 30
18. A valve operation mechanism, in particular for use with an engine according to any of the preceding claims, characterized in that the system is used to improve starting of the engine.

19. A valve operation mechanism, in particular for use with an engine according to any of the preceding claims, characterized in that the inlet and the outlet are respectively formed of one or more valves and that the system varies the duration and the timing of the valve opening.
- 5
20. A valve operation mechanism, in particular for use with an engine according to any of the preceding claims, characterized in that the inlet and outlet are formed respectively of one or more valves, and that the system varies the degree of the valve opening.
- 10
21. A valve operation mechanism, in particular for use with an engine according to any of the preceding claims, characterized in that the valve play is regulated by the system by hand or automatically during operation dependent upon temperature and/or dependent upon the revolutions and/or dependent upon the load and/or according to any other factor important for valve play.
- 15
22. A valve operation mechanism, in particular for use with an engine according to any of the preceding claims, characterized in that the mixture regulation components restricting the flow and vibration of the intake air are operated to produce the operating supply air thread, even with carburetor units or injection units without slide valves or throttle flaps or the like.
- 20
23. A valve operation mechanism, in particular for use with an engine according to any of the preceding claims, characterized in that the system makes it possible to cut off individual or several cylinders on a multi-cylinder engine in order to reduce the effective capacity.
- 25

Description

The invention relates to a valve operation mechanism for an internal combustion engine with at least one cylinder/piston unit with at least one inlet,
5 at least one outlet and the respective supply and discharge systems for the working medium.

It is desirable to have engines with variable control times and/or valve strokes. With an engine equipped with this type of system, a whole range of advantages
10 are provided.

An engine with a controllable variable compression ratio makes it possible to change the ratios with a cold engine or when starting the engine, by means of which starting is easier. The method and the extent of the desirable change
15 depends largely upon the type of engine used. For example, with a pre-compressed or turbo-compressed compression ignition engine, according to the diesel process, an increase in the starting pressures would compensate the lack of charge pressure due to the ineffective charge. A further, and perhaps more important advantage of an engine with a variable compression ratio would be
20 that the fuel is always burnt with an optimal compression ratio for a given operational condition, and in this way fuel is saved. (It can basically be said that the higher the compression ratio, the greater the achievable work with the combustion of a given quantity of fuel, see Annex A).

25 Engines are designed for this type of compression ratio in that they function correctly under the most advantageous conditions, normally with a low number of revolutions and with a high load. In fact, these conditions only occur for a small part of the total operational life, and so by changing the compression ratio upwards during other operational conditions, more work could be achieved with
30 the same quantity of fuel. With known designs, it is necessary in order to change the engine compression ratios to physically change the engine geometry, this change mostly not being easy and not achievable instantaneously when the engine is running.

It is the object of the invention to produce an internal combustion engine with which the changes to the engine geometry described above are not necessary. The engine should have a variably effective compression ratio and/or a variably effective capacity. According to a further development of the invention, the engine should have working chamber valves with variable lift and opening durations. Because engines are nowadays built with a capacity with which the maximum performance required is achieved, the possibility of reducing the effective capacity in a case in which the maximum performance is not required, means that fuel is saved and the life of the engine is extended due to lower combustion pressures.

Most engines have fixed valve settings which are a compromise of different ideal settings for different operational conditions. It can therefore be seen that the use of one or more parameters would make possible optimal valve settings under all operational conditions, by means of which improved efficiency per volume and consequently better fuel utilisation and/or correspondence with the required exhaust gas emission values under different operational conditions are achieved.

Furthermore, it is the object of the invention to provide a device for an improved fresh charge composition in 2-stroke engines. This relates e.g. to 2-stroke engines, the outlet of which is formed by valves in the cylinder head or in the cylinder wall. The effectiveness of two-stroke engines depends to a significant extent upon the proportion of air/fuel mixture and residual exhaust gases in the cylinder content. Furthermore, it is also important how the relevant charge components are mixed and distributed during combustion. An improvement in the content composition control therefore leads to improvements in the mechanical effectiveness and consequently to fuel savings. By means of the improved mechanical and thermo-dynamic effectiveness of the engine designed according to the invention, the engine should have wide applications.

According to a further development of the invention, it should be possible with the engine to use different fuels.

The aim of the invention is fulfilled by an internal combustion engine of the type described at the start, which according to the invention is characterized by an arrangement for the optional and regulated change of operation of the inlet and/or the outlet, the arrangement having at least one parameter which can be changed.

10 The engine comprises a parameter control, the effect of which is that the respective valve stroke and the lift can be varied optionally and in a controlled manner, even when the engine is in operation. In the following description, engine is to be understood as being any form of an engine with which expansion cycles are used, including pumps, and valve is to be understood as
15 being any type of a controllably enlargeable or reduceable opening or passageway, including mitre valves, ball valves, casings and throttle flap valves, slide valves, slits, ports, etc.

The invention relates in particular to combustion engines of the internal combustion engine type, including two-stroke, four-stroke, plunger piston
20 engines and circular piston rotation engines, diesel and Otto engines, pre-compressed, turbo-compressed engines, and those with fuel injection. The invention also relates to external combustion engines such as steam engines, Stirling and Rankin cycle engines.

With the invention, the effective compression ratio and/or the effective capacity
25 is achieved by the optional and controlled discharge of part of the fresh charge already present in the cylinder/cylinder head or by limiting or advancing the fresh charge flow, the arrangement according to the invention having at least one changeable parameter. In the description, different embodiments of the invention are described with which a distinction is made between the variation
30 of the compression ratio and the capacity on the one hand and the provision of the invention as a valve operation mechanism for improved control and/or change of the inlet and/or outlet on the other hand. This control and/or change, which is achieved by a variable valve stroke and variable valve control timing,

provides an effective change to the compression ratio and/or capacity.

According to the invention, the compression ratio and/or the capacity is changed by the device described below. A conventional engine is designed such that its parts work with a fixed geometry, by means of which a predetermined quantity of fresh charge is taken in. This quantity corresponds to the cylinder capacity. This cylinder capacity generally relates to the geometric configuration of the engine, and is defined as the borehole cross-section x stroke x number of cylinders, furthermore as the capacity, but in this description it relates to the quantity of the charge actually taken in under normal or desired standard or optimal working conditions which are described in the following as the effective capacity.

An engine with a borehole cross-section of 50 cm^2 and a stroke of 10 cm thus has a conventionally described cylinder capacity of 500 cm^3 , although in the case of a natural intake engine, it actually contains less charge volume, measured with an external ambient density, for example 450 cm^3 , and when it is a charged engine, with more charge, for example 800 cm^3 . These actual charges are called here the cylinder capacity or the effective capacity. If the engine described above has a cylinder head volume in the top dead center of the compression stroke of 50 cm^3 , then the engine has a geometric compression ratio of $11 : 1$. It can be seen that the two examples above have a true or effective compression ratio of $10 : 1$ or $17 : 1$. According to the invention, it is proposed that this effective compression ratio be optionally varied, controlled by discharging part of the charge already taken in during the compression stroke. It can be seen that upon discharging 50 cm^3 in the case of the aforementioned natural intake engine, only 400 cm^3 of charge remains for realising the work, and this means a reduction of the effective compression ratio from $10 : 1$ to $9 : 1$ and a reduction of the effective capacity from 450 cm^3 to 400 cm^3 . It is proposed to implement this discharge by optional and controlled opening of a volume provided for this, connected to the working volume, or in a preferred embodiment by means of the second opening of a valve provided in the engine, such as for example the inlet or outlet valve. A device which brings about the second opening will be described later. Alternatively, the discharge

can be implemented by optional and controlled delayed closure of the inlet valve up to a certain duration of the compression stroke. If the discharge is implemented by the second opening of the inlet or outlet valve, the second opening control time can be chosen such that it coincides with the so-called pulse effect, the positive and negative pressure waves, in the inlet and outlet systems.

An altered process for changing the effective compression ratio and the capacity of an engine is the optional and controlled acceleration of the closure of the inlet valve or the reduction of the opening degree of the inlet valve, by means of which the charge intake is reduced.

The main consideration in my deliberations, which I see as being realized by the invention, relates to the idea that it is necessary with today's energy shortages and constantly rising fuel prices to convert the fuel used in the best way possible into work. Conventional engines only partially realize this conversion of the energy contained in fuel into mechanical work. Economically, these engines only function in very narrow ranges of their operational spectra. Outside of these ranges, fuel consumption either increases inproportionately highly in relation to the work implemented, or the engine requires an excessively large amount of fuel in order to be able to carry out its working cycles at all in the desired way. Necessities for inevitably increased fuel consumption are e.g. full load enrichment of the mixture with full acceleration or high loads in order to prevent self-ignition of the cylinder content which ruins the engine, or tapping in the case of Otto engines. On the other hand, it is also appropriate to eliminate dangerous high speed tapping which also has fatal consequences for the mechanical parts of the engine. This is prevented conventionally by reducing the compression ratio from the start, and this in turn corresponds to deterioration of the energy yield of the fuel.

Equally, high speed tapping can also be prevented by mixture enrichment, which also promotes consumption. Just from these two examples it can be

seen that conventional engines do not function economically with their fuels in the manner required by them.

Equally, conventional engines function by producing their torque curve. The specific consumption curve can be taken approximately from the torque curve of an engine because it develops approximately indirectly in proportion to the torque curve. A car engine of the upmarket medium category with e.g. six cylinders and a total cylinder capacity of 3000 cm³ produces e.g. its highest torque with an average number of revolutions, e.g. with 3500 rpm; above and below this number of revolutions, the torque decreases more or less. If the driver now wants to use the full output of supposedly 145 kW with 6500 rpm, this only happens by increasing the number of revolutions. If one now wants to operate the car in town traffic, the best torque with 3500 rpm can not be used sufficiently because town traffic, with its speeds of 0 – 50 km/hr does not often allow, or does not allow the engine at all to operate in the most favourable torque range because 3500 rpm already signifies the upper end of town traffic speed.

It is precisely at this point that the invention finds its use. The valve operation mechanism which I have invented makes it possible to reduce or to increase the torque over the whole torque line when required. In order to achieve this, the valve operation mechanism is designed so that the valves can be constantly operated such that the different mixture vibrations and exhaust gas vibrations are used optimally over the whole revolution range for filling and emptying the working cylinders and the combustion chambers. This is achieved by a combination of ideal valve strokes and valve control times for each number of revolutions with which the engine is operated. On the one hand, the load vibrations can be stimulated in the lower revolution range e.g. by means of shorter control times, less valve control time overlaps and smaller valve strokes, and be better utilized. On the other hand, the throttling which occurs with a fixed valve control geometry in conventional engines in the upper revolution range can be prevented by longer control times, greater valve overlap and larger valve strokes in an engine designed according to the invention. The

invention makes it possible to combine any form of control time with any valve strokes, and any valve overlaps for any number of revolutions used and any load. Care must of course be taken to ensure that the valves lifted by the valve seat do not collide with the pistons running in the cylinder.

5

How these chosen combinations are brought about is described in detail below.

A further important aspect of how fuel energy can be better utilized is building engines which can be operated with lean mixture concepts. This is also made possible by an engine designed according to the invention. The valve operation mechanism makes it possible with e.g. a multi-valve engine such as e.g. an engine equipped with four valves per cylinder, for the two inlet valves and the two outlet valves to each have different control times and/or valve strokes and/or valve overlaps. In this way it is e.g. possible during the intake stroke to supply an ignitable mixture via the first inlet valve, and to introduce a lean mixture via the second inlet valve, even after the first valve has closed. By means of the rotation of the mixture in the combustion chamber which has deliberately been brought about, it is possible to place an ignitable mixture in the region of the spark plug, surrounded by lean mixture, which ignites after the ignition on the flame front which is formed and makes its contribution to production of work. After the expansion stroke when the outlet stroke begins, the rotation of the exhaust gases through a time-displaced opening of the outlet valves can be further intensified and used for improved flushing of exhaust gas and residual exhaust gases from the cylinder and for refilling with fresh charge which mixes to a lesser degree or not at all with the residual exhaust gas.

This form of application of the valve operation mechanism according to the invention can also be transferred to diesel engines or multi-material compression ignition engines. It has a greater effect here upon the swirl of the fresh air taken in and intensified cleansing of residual exhaust gases from the cylinder and the combustion chamber. This form of application of the invention can also be transferred to charged engines.

30

Another embodiment of an engine designed according to the invention consists of the valve operation mechanism making it possible to cut off one or more cylinders of a multi-cylinder engine during operation. This form of application of the invention makes it possible to bring single cylinder capacities of the total cylinder capacity of the engine to a standstill, step by step or abruptly, such that they can not participate in work production. Even when the cylinder or cylinders which have been brought to a standstill are not participating in work production, their mechanical parts such as pistons, connecting rods etc, must still be driven by the working cylinders because they are not mechanically separated so that at any time they can be put back into operation. A certain drag force is therefore also brought about by the working cylinders which in turn must be deducted from the output produced. If one were to cut off cylinders of a conventional engine, this drag force would comprise mechanical friction, intake resistance, compression work and exhaust work. If the engine is designed according to the invention, only mechanical friction and intake resistance remain, enormously reduced, because the engine only intakes via the outlet valves during the intake stroke, said valves being optimally opened, and changeable openings possibly being located in the outlet manifolds, said openings providing short routes for the intake air. The inlet valve or the inlet valves are closed with the cut off cylinders during all strokes. The compression work falls to a minimum because the valve or the valves of the outlet remain optimally open during the compression stroke. The exhaust work also falls to a minimum because the outlet valves are also optimally open. The required drag force of an engine designed according to the invention thus falls to a minimum and is not in proportion to fuel that is saved.

According to the invention, the already described engine of a car of the upper medium category is operated with a cylinder cut-off. Thus, in order to start the engine from standstill or to operate it in town traffic at low speeds, e.g. three cylinders can be brought to a standstill with a total cylinder capacity of 1500 cm³. The advantages gained in this way are obvious. For starting, a small-scale starting motor can be used instead of a low capacity battery. The exhaust

gas emissions in town traffic are also considerably reduced, which is very good for the air quality in inner cities, quite apart from the amount of fuel thus saved.

An important criterion for the economy of an engine is the valve clearance set.
5 With too little valve clearance, the valves and their valve seat rings are destroyed, e.g. by the substantial increase in mechanical loading, and also due to heat expansion during operation. The valves strike hard against their valve seat rings, and thus destroy the valve and the valve seat ring. It can also lead to undesirable extension of the valve shaft. The strong impact or positioning of
10 the valve seat on the valve seat ring can also lead to renewed, here undesirable, start-up of the inlet or outlet valves. The renewed, uncontrolled start-up of the valves leads to a loss in compression because unutilized fresh charge escapes into the outlet and/or into the inlet, and so is not involved in the combustion. The fresh charge present in the cylinder does not burn under the
15 intended conditions due to the reduced compression ratio. The same disadvantages arise due to the already described destruction of the valve seats and valve seat rings. Here, due to the substantially reduced sealing capability during the compression stroke, parts of the fresh charge escape from the combustion chamber. The expansion thrusts of the already ignited working
20 medium may also be converted less completely into work because part of the thrusts escape through the inlet and outlet. The same disadvantages must also be taken into account with excessive valve play. It is possible for an engine designed according to the invention to optimally correct the valve play during standstill and during operation dependent upon the decisive factors for valve
25 play, such as e.g. temperature and/or load and/or revolutions. Wear and tear following demanding operational performance and/or extreme loading can also be included and taken into consideration.

According to the invention, the valve operation mechanism can also be used on
30 an engine as an engine brake. On sloping roads e.g. it is possible to use the braking effect, which can be controlled manually or automatically, increased or reduced as one wishes, in order to slow down a vehicle. Normally, only the conventional braking system, which consists of brake discs and/or drum brakes,

is used for braking. With continuous use, e.g. on mountain passes, there is the risk of overheating and so of the brakes failing until they cool down. If one uses the engine designed according to the invention to provide assistance with or total braking, the conventional braking system is unburdened and remains as a fully functional safety reserve. The engine, designed as a brake, can also be combined with an anti-lock system for the vehicle wheels in order to be able to make optimal use of the engine's braking performance. If the engine designed according to the invention is used as a brake, the arrangement could be formed as follows: During operation as a brake, the inlet valves are closed during all e.g. four strokes, if the engine is designed as a four-stroke engine. During the inlet stroke, the outlet valves, dependent upon the brake line, are more or less wide open. The compression work can thus be varied in any way during the compression stroke and used for braking without fuel being unnecessarily burnt.

15 In order to supply an engine according to the invention with operating supply air mixture, it is possible by means of the valve operation mechanism designed according to the invention, as well as conventional carburator and injection units, also to use those which do not provide any load regulation and/or revolution-dependent fresh air supply, but only the desired enrichment of the fresh air with fuel. Throttle valves, slider valves or similar components regulating the passage of air can be dispensed with because the valve operation mechanism designed according to the invention allows and makes it possible to produce the respectively ideal valve opening cross-section by means of ideal valve control times and valve strokes for every combination of revolutions and loads. Advantageously, the effect of using e.g. a carburator without a throttle valve is that the flow of fresh charge in the intake system is not unnecessarily restricted with all numbers of revolutions and loads. The mixture formation is also not unnecessarily disrupted by early swirl, and the desired mixture composition is guaranteed during the whole operational spectrum.

20 25 30 Moreover, the intake system can in this way be optimally designed for favourable flow, and this means that there is minimal intake resistance in the intake system.

Annex A

With certain internal combustion engines, for example with Otto engines, the risk of tapping combustion with the aforementioned compression ratio and so excessive load is very high. Therefore, e.g. with passenger cars, dependent upon the type, a compression ratio of approx. 8 – 10 : 1 is chosen, dependent upon the engine characteristics. A requirement for this is that the engine is not associated with tapping combustion in any operational ranges, even when subjected to maximum loads and full acceleration. This is the measure for the compression ratio to be used. Outside of the range where there is likely to be tapping, it is possible however to further compress the engine. This is wise because up to approximately 15 : 1 the thermal effective level increases to approximately 48%, and the fuel is therefore substantially better utilized than with e.g. 8 : 1 with a thermal effective level of approx. 37%. This is an increase of approximately 30%. A further increase of the compression ratio is only wise under certain conditions because the thermal degree of effectiveness only increases insubstantially by approximately 2 – 3%.

In the following, embodiments of the invention are described using drawings:

Fig. 1A shows a side view, partially in section, of an example of an embodiment of a valve operation mechanism according to the invention.

Fig. 1B shows the section *B-B* through the valve operation mechanism from **Fig. 1A**, not to scale.

Fig. 1C shows the section *C-C* through the valve operation mechanism from **Fig. 1A**, not to scale.

Fig. 2A shows the top view of a further example of a valve operation mechanism designed according to the invention.

Fig. 2B and **Fig. 2C** show side views, partially in section of the valve operation mechanism shown as a top view in **Fig. 2A**.

Fig. 3A shows the side view of a further example of an embodiment of a valve operation mechanism according to the invention, partially in section.

Fig. 3B shows a front view, not to scale, of **Fig. 3A** with the section A-A.

Fig. 3C shows a section of the valve operation mechanism from **Fig. 3A** and **Fig. 3B** in any three configurations to a respectively same position of a cam.

Fig. 4A shows two valve lift curves for any engine, for the smallest and the maximum number of revolutions. The hatched region marked X between the two curves marks the region of the innumerable and as many valve lift curves as one wishes for all other numbers of revolutions.

Fig. 4B shows three valve lift curves of any engine for three different application domains:

Curve a = production engine design

Curve b = sports engine design

Curve c = racing engine design

Fig. 4C shows a schematic representation of the valve lift curve, as would result with **Fig. 3A, 3B** and **3C**. The outlet valve curves or curve are/is in this example synchronous and can not be changed among themselves or separately.

Fig. 4D shows a further schematic representation of the valve lift curve, as would result with **Fig. 3A, 3B** and **3C**. In this case, the outlet valves can also be changed separately among themselves.

Fig. 4E shows the schematic representation of the valve lift curve of the valve operation mechanism according to the invention when using the engine as an engine brake with two different brake powers of any choice.

Fig. 4F shows the schematic representation of the valve lift curve of the valve operation mechanism according to the invention when it is intended to press

part of the working medium already present in the cylinder back into the intake system during the compression stroke.

In **Fig. 1A** a cam 16 is formed integrally with a cam shaft 1, and the former can rotate in time with the rotating movement of the crank shaft of an engine (not shown), i.e. the engine revolutions. A rocker arm 3 is mounted between its two ends on a rocker arm shaft 4 which is parallel to the cam shaft. The rocker arm 3, along with the axially cut hollow shaft 7 located on the same, on the end of which there is an eccentric sliding surface 17, rests against the end of the shaft of a mushroom valve 11 in order to open the valve and to control its closing stroke. By means of the guide axis 6 which is located on the rocker arm 3, a further rocker arm 2 is guided pivotally. The end of the rocker arm 2, which scans the form of the cam 16, can be guided over the whole width of the cam in order to be able to transfer this to the valve 11, dependent upon the desired valve lift curve, in connection with the rocker arm 3. This valve lift curve to be transferred is influenced by the respective position of the eccentric 9 which is attached to the eccentric drive shaft 10. This happens as follows: The axially cut hollow shaft 7, on the end of which an eccentric sliding surface 17 is located, scans by means of the collector 8 fixed rigidly to it, the position of the eccentric 9. By means of the resulting axial rotation of the hollow shaft 7, the eccentric sliding surface 17 also applied rigidly to it also rotates. Thus, as many different valve lift curves as one wishes can be brought together. The spiral spring 18 (not shown), which is located in the rocker arm 3 and which is used according to the same principle as the spiral spring 35 in **Fig. 3A**, holds the axially cut hollow shaft 7 so securely on its guide 49 that it can pivot axially dependent upon the position of the rocker arm 3 and the position of the eccentric 9, but is not able to slide out of its guide. The movement of the eccentric 9 and the movement of the rocker arm 2 can happen or be controlled electrically, mechanically, pneumatically or hydraulically. This type of drive is sufficiently well known such this it will not be specially discussed here.

In **Fig. 1B** the section *B-B* from **Fig. 1A** is shown, not to scale. The Figure shows a section through the central part of the axial hollow shaft 7 along with its

guide 49 and the rocker arm 3 to which the guide 49 is attached. **Fig. 1B** also shows the eccentric 9 along with the eccentric shaft 10 and the collector 8 for the transfer of the eccentric movement primarily to the hollow shaft 7 and secondarily from the eccentric sliding surface which is attached to the hollow shaft 7 on the valve shaft 11 (**Fig. 1A**).

Fig. 1C shows the section *C-C* from **Fig. 1A**. **Fig. 1B** corresponds to **Fig. 1C** apart from the arrangement of section *C-C*. In **Fig. 1B** the hollow shaft 7 is sectioned in the center point. In **Fig. 1C** it is however sectioned in the region of the sliding surface 17 attached to the axially sectioned hollow shaft 7. From this section arrangement, it can clearly be seen that by rotating the eccentric 9, different movements can be transferred on the valve shaft 11.

In **Fig. 2A** and **2B** a further example of an application designed according to the invention is shown as a top view and a side view with the section *D-D*. This is a rocker arm equipped with three lever arms which can operate two valves. These can be two inlet, two outlet or one inlet and one outlet valve. For the sake of simplicity, I am restricting myself in this description to two operated inlet valves because the two other combinations are based on exactly the same principle, but just have other valve control times. The rocker arm 2 is once again fitted so as to be rotatable, and makes it possible, as required, to scan the form of the variable cam 16 and to transfer to the two valves which are operated by the rocker arms 22 and 27. With this arrangement alone, the effect of control times adapted to all numbers of revolutions is already achieved. In order to make it possible now to operate the two valves of the inlet separately, i.e. to open, lift and close them again asynchronously, there is in the rocker arm 27 a further mechanism according to the invention. In addition to the movement scanned on the variable cam 16 and which is transferred to both rocker arms 22 and 27, the movement of the sliding surface 37 of the eccentric 28 on the rocker arm 22 can be changed contrary to the sliding surface 38 of the rocker arm 27. This happens as follows: The eccentric 24, which is secured onto the eccentric drive shaft 23, can be rotated, as required, electrically, pneumatically, hydraulically, mechanically, etc. The respective position of the eccentric 24 is

scanned by the transfer bolt 25 which is located in guides 30 in the rocker arm 22, and transferred to the eccentric 28. This once again happens by means of a toothed rack 29 which is securely attached to the end of the transfer bolt and engages in a toothed wheel 26. This toothed wheel is connected securely on a shaft with the eccentric 28. Because it is possible that with a partial rotation of the eccentric the transfer bolt 25 could lose its contact to the eccentric 24, which means uncontrolled valve lift curves, the transfer bolt 25 is constantly pressed by a spiral spring 35 against the eccentric 24. In order to guarantee faultless action, oil boreholes 31 can be applied by means of which the lubricants are supplied. If no valve lift is desired, the rocker arm 2 can be pivoted into the region of the cam base circle 21, e.g. in the case of inlet valves when using the engine as a brake. On the other hand it is possible to pivot it into the region of the greatest control time 18, e.g. with a lasting full load.

Fig. 2C shows a further side view of the example according to **Fig. 2A** and **Fig. 2B**. Here, the rocker arm 27 is illustrated in connection with the pivotal rocker arm 2 and its pivot mechanism, consisting of the guide axis 6 and the guide 20. The rocker arm guide 34 and the rocker arm axis 33 are also shown.

In **Fig. 3A** a further example of an embodiment according to the invention is also shown. It shows the part of a rocker arm 42 which is located between the rocker arm guide 34 and the cam 16. The cam 16 is not variable, as in the preceding examples, but conventional in form. Over its whole width, just one fixed control time can be taken. In order to be able to provide the desired optimized control time for every operational state, this illustrated part of the rocker arm is equipped with a mechanism according to the invention. This mechanism brings about a desired displacement of the cam movement collector surface 44 which is attached securely to the transfer element 43 to change according to the operational state or cam shaft position, and functions as follows: On the eccentric 9 which is driven by the eccentric drive shaft 10, a transfer cotter 41 scans the movement of the eccentric 9 and transfers it to the transfer element 43 on the end of which the cam movement collector surface 44

is located. In order to prevent the transfer element 43 from losing its contact to the transfer cotter 41 due to the rotating cam 16, a spiral spring 35 is attached such that it constantly presses the transfer element 43 onto the transfer cotter 41, and so prevents uncontrolled movements of the system. The transfer
 5 element is also attached such that it can move precisely through the guide 45. Once again, the eccentric 9 is driven by the eccentric drive shaft 10 either electrically, mechanically, pneumatically, hydraulically, etc.

Fig. 3B shows a side view of **Fig. 3A** with the section A-A.. Here, one can
 10 clearly see the positions of the elements of the system described above, such as the transfer element 43, the spiral spring 35, the transfer cotter 44 or the eccentric 9 with the eccentric drive shaft 10, etc.

Fig. 3C shows three different positions of the cam movement collector surface
 15 44 with the same position of the cam 16 so that three of any number of valve lift curves can be produced. In the position 46 of the cam movement collector surface, the corresponding position of the rocker arm 42 is also shown.

The arrangement according to **Fig. 3A to 3C** can also be used as a swing arm.
 20 In this case, the valve shaft end is attached above the arrangement.

In **Fig. 4A** the region in which all of the optimal valve lift curves for any
 operational state of any engine are located is marked with X. This region is limited by the valve lift curves for the optimal start of the engine with 1a for the
 25 outlet valve and 1e for the inlet valve on the one hand, and with the valve lift curve for the maximum performance, marked with 2a and 2e on the other hand.

In **Fig. 4B**, three different valve lift curves are shown for one and the same
 engine, as is offered nowadays by the tuning industry. Curve a shows a series
 30 valve lift curve for performance in the middle revolution range. The engine processes the fuel over the whole revolution range, not optimally, but no misfiring or similar occurs. Curve b already displaces the torque into the upper revolution range. Curve c displaces the greatest torque into the range of the

maximum number of revolutions, and is only suitable for pedigree racing engines which are operated almost exclusively in this range. In the upper and middle revolution range it is not possible to operate the engine without misfiring or similar because the control times have too much overlap, and faultless gas exchange can not be guaranteed.

In **Fig. 4C**, two inlet valve lift curves are shown by 3e and 4e, as produced e.g. with the arrangement from **Fig. 2A**. They are taken arbitrarily from the large number of curves to be produced for all operational states for any number of revolutions. For another number of revolutions, they can change in any way as regards e.g. maximum stroke or valve overlap. They work here together with an outlet valve lift curve which can also be adapted according to the invention to the operational states. It does not matter here, however, whether there is just one or several valves, they have among them the same curve for each number of revolutions which changes according to the operational state, but is then the same for all outlet valves. With this arrangement the already described swirl movement of the working medium occurs in the cylinders and the combustion chambers.

Fig. 4D differs from **Fig. 4C** in that it is also possible here to control not only the inlet valves, but also the outlet valves differently from one another. In this way, the intended swirl effect is activated more strongly.

Fig. 4E shows the main valve lift when using the engine as a brake. The inlet valves remain closed during all strokes (not shown). After the working stroke, at the start of the outlet stroke, the outlet valves open as normal, but with different width and duration dependent upon the intended braking effect, as shown by 7a and 8a. Towards the end of the outlet stroke, they close once again. At the start of the intake stroke they open again, with different width and duration dependent upon the intended braking effect, according to 6a and 9c.

In **Fig. 4F** the possibility of the second opening of the inlet valve during the compression stroke is shown. 10a shows a section of the outlet valve lift curve.

8e shows an inlet valve lift curve for any operational state. After the lift curve 9e has closed again, the inlet valve is opened for a second time, as required, at the start of the compression stroke in order to push part of the charge which has already been taken in back into the intake system.